WERFT * REEDEREI * HAFEN

18. Jahrgang — 15. November 1937 — Heft 22

Vorbemerkung.

Wie in jedem der letzten 17 Jahre, bringen wir auch diesmal in zeitlicher Übereinstimmung mit der Tagung der Schiffbautechnischen Gesellschaft ein besonders ausgestaltetes Heft, welches den Interessen Rechnung trägt, die gegenwärtig die schiffahrtstechnische Welt bewegen.

Die Aufsätze dieses Heftes können in ihrer Art als Unterstreichung und Ergänzung jeder schiffahrtstechnischen Zusammenkunft von Bedeutung dienen.

Schiffsantrieb und Schiffsfestigkeit stehen auch heute im Vordergrund der Interessen, und praktisch nicht minder bedeutungsvoll ist das Problem der Drehschwingungen. Der praktische Schiffbau ist in diesem Heft durch die aufschlußreiche Veröffentlichung einer großen Schiffskühlanlage vertreten. Aus dem Grenzgebiet zwischen Schiffbau und Hafentechnik werden schließlich Darlegungen berufener belgischer Hafentechniker über neuere schwimmende Umschlagseinrichtungen eines der für den internationalen Güteraustausch wichtigsten Kontinenthäfen in der Bearbeitung eines deutschen Fachmannes wiedergegeben.

Chefredaktion und Verlag der Zeitschrift „Werft-Reederei-Hafen".

Mitteilungen aus dem erweiterten Arbeitsbereiche der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Im Zuge der von der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt in dieser Zeitschrift und in Vorträgen veröffentlichten Mitteilungen aus dem Tätigkeitsgebiet dieses Instituts werden zwei Arbeiten abgedruckt, die dartun, welche Maßnahmen getroffen werden müssen, um die immer noch bestehende Lücke zwischen den Werten, welche die Modellversuche angeben, und den Verhältnissen, wie sie bei dem fahrenden Schiff bestehen, allmählich zu schließen. Diesem Ziele dienen bei der HSVA ihre Außenstellen, nämlich:

1. die Sammelstelle für Fahrtergebnisse, welche hier folgend unter I ihren ersten Jahresbericht vorlegt. Eine weitere Mitteilung unter II bringt dann eine Teilauswertung der bei der Sammelstelle eingegangenen Beobachtungen eines Dreivierteljahres für den Indischen Ozean;
2. das Laboratorium für Bewuchsforschung in Cuxhaven;
3. die Forschungsstelle für Stabilität und Schwingungen im Schiffbaulaboratorium der Technischen Staatslehranstalten;
4. die Fahrtmeßabteilung, deren Aufgabe es ist, die Fahrt- und Leistungsmessungen auf Schiffen in technisch wünschenswertem Maße durch Bereitstellung der erforderlichen Geräte zu ermöglichen und mit einer besonderen hierfür ausgebildeten Fahrtmeßgruppe auf Wunsch durchzuführen.

Unter III wird ein Beispiel einer Fahrtmessung mitgeteilt, welches dazu gedient hat, den Einfluß von geschweißten Außenhautstößen gegenüber genieteten auf die Schiffsgeschwindigkeit zu ermitteln.

G. Kempf.

I. Bericht über die Tätigkeit der Sammelstelle für Fahrtergebnisse der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt bis 1. Juli 1937.

1. Schiffsbeobachtungen.

a) Die Anzahl der für uns beobachtenden Schiffe ist: 108.

b) Die eingegangenen Beobachtungen im Jahre 1937 betragen:

Januar .	1318
Februar .	1303
März . .	893
April . .	1482
Mai . . .	1731
Juni . .	1205
insgesamt	7932 Beobachtungssätze bis zum 1. Juli.

c) Synoptische Skizzen der Wind- und Seegangsverhältnisse, verbunden mit den bewirkten Roll- und Stampfschwingungen.

Von jedem Beobachtungssatz wird eine Skizze entworfen; bisher sind im ganzen hergestellt 5500 Skizzen.

d) Zusammenstellung der verschiedenen Schiffsreisen nach Zeit und Fahrt zur Feststellung des Meereszustandes und zum Vergleich der Wellenbeobachtungen verschiedener Schiffe miteinander (s. Abb. 1).

2. Dockdienst.

Seit Aufnahme dieses Dienstes im Dezember 1936 sind 127 Besichtigungen von Schiffen im Dock vorgenommen; über diese sind 117 vollständige Berichte und 10 kurze Notizen angefertigt.

Die Dockberichte werden technisch bei der Versuchsanstalt, biologisch im Laboratorium für Bewuchsforschung in Cuxhaven ausgewertet und dazu benutzt, um einerseits die Rauhigkeit, welche durch den Bewuchs entstanden ist, in ihrem Einfluß auf die Geschwindigkeit zu untersuchen, und andererseits festzustellen, welche Arten von Bewuchs in den einzelnen Häfen und Jahreszeiten anwachsen, und welche Einwirkung der Farbanstrich des Schiffes und die Zeitdauer der Reise auf den Bewuchs ausüben. Hierüber werden späterhin besondere Berichte folgen.

3. Auswertung der Schiffsbeobachtungen.

Die Auswertung befindet sich im Stadium der Vorarbeiten; sie erstreckt sich darauf, auf statistischem Wege festzustellen, welche Schiffsform am besten im Seegang abschneidet. Dazu muß das eingegangene Massenmaterial so aufbereitet werden, daß alle Einflüsse, die in jeder Besteckversetzung liegen, einzeln ausgeschaltet werden können, damit als Ergebnis die Seegangshinderung herausspringt. Dafür müssen eine Anzahl Hilfsmittel geschaffen werden. Bisher sind fertiggestellt:

a) Fahrtverlust durch Versteuern und Gieren.

Eine Tabelle: Verlust bei Abweichungen vom Kurse von 0—90° in Prozenten. Die Tabelle wird gebraucht bei Schiffen ohne Kursschreiber.

Zwei Tabellen, die an ausgewählten typischen Kursschreiberaufzeichnungen den Prozentsatz zeigen, den ein Schiff an Fahrt verliert. Zwei Tabellen waren nötig, weil es verschiedene Modelle von Kursschreibern gibt.

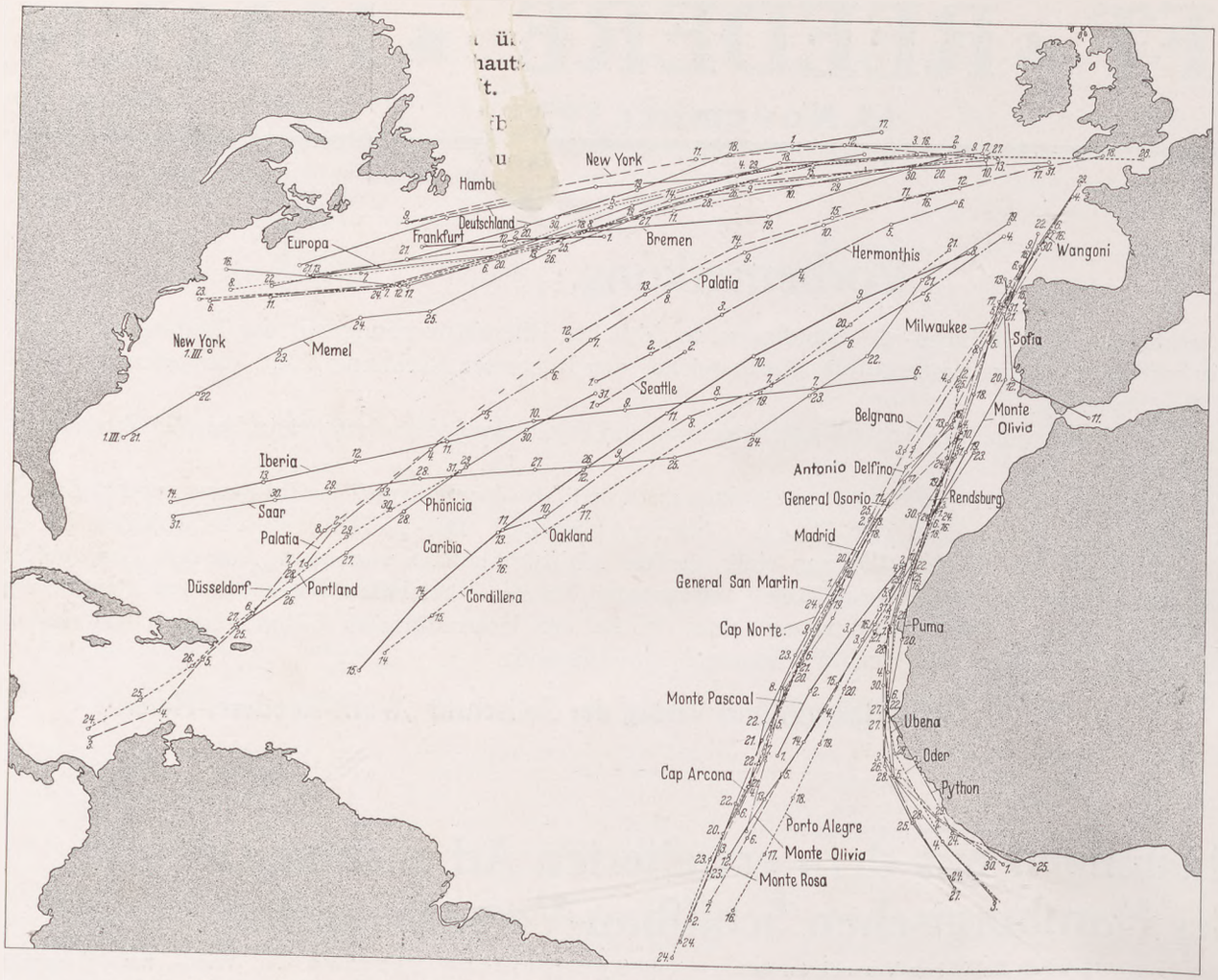


Abb. 1. Reisewege der Schiffe auf dem Nordatlantik. Beobachtungen im Januar 1937.

b) Windeinfluß beim fahrenden Schiff.

Freibordflächen in m² sind für 47 der für uns beobachtenden Schiffe nach den Seitenrissen und Windhauptspanten berechnet, die von den Reedereien angefordert waren.

Bei 12 der 47 Schiffe sind die Windhauptspanten in der Sammelstelle hergestellt, da sie nicht mitgeliefert waren.

Eine Winddrucktabelle, aus der der Druck des Windes in kg auf 1 m² Fläche nach den verschiedenen Windrichtungen und -stärken zu entnehmen ist.

In absehbarer Zeit wird man die Häufigkeit bestimmter Wellenhöhen und Wellenlängen für die verschiedenen Meere und Jahreszeiten hieraus ermitteln sowie die Bewegungen der verschiedenen Schiffsformen in diesen Seegängen feststellen können.

Als erstes Beispiel eines solchen Ergebnisses werden anschließend die Wellenhöhen und Wellenlängen im Indischen Ozean in ihrer Häufigkeit, abhängig von der Jahreszeit, mitgeteilt. Diese Ergebnisse erlauben schon heute wichtige Rückschlüsse auf das Benehmen und die Fahrtverluste der Schiffe und lassen den Wert der von der Sammelstelle durchgeführten Schiffsbeobachtungen erkennen.

L. Schubart, Leiter der Sammelstelle, Kapitän und Oberregierungsrat i. R.

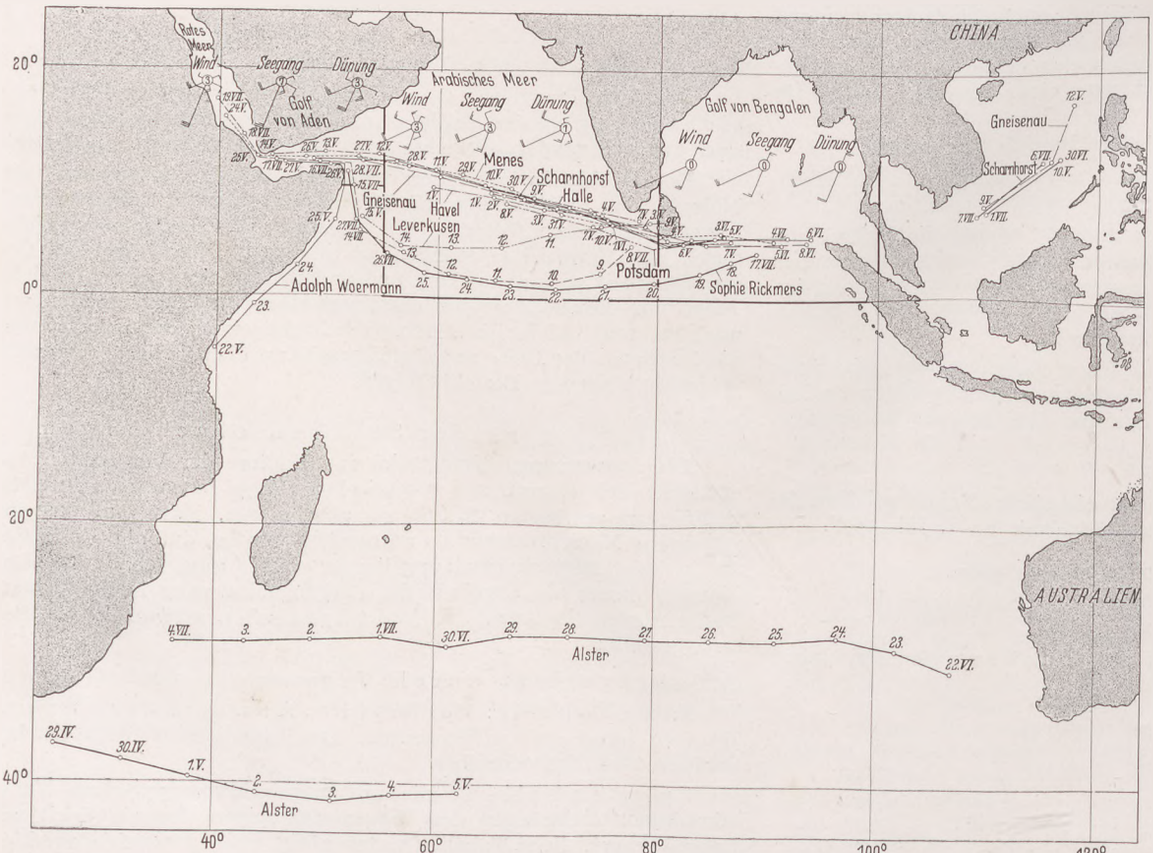


Abb. 2. Reisewege von Schiffen im Indischen Ozean. Beobachtungen Mai bis Juli 1937.

II. Auswertung von Seegangsbeobachtungen im Indischen Ozean.

157. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Der Auswertung wurden die auf dem nördlichen Dampferwege von Aden über Colombo nach Singapore und zurück ausgeführten Beobachtungen vom Oktober 1936 bis Juli 1937 zugrunde gelegt (Abb. 2). Entsprechend den unterschiedlichen Wind- und Strömungsverhältnissen wurde das gesamte Gebiet einmal örtlich aufgeteilt in a) Golf von Aden, b) Arabisches Meer und c) Golf von Bengalen und die Einzelmeere zeitlich wiederum in Monatsgruppen zusammengefaßt. Es wurden 1000 Beobachtungen von 20 Schiffen verschiedener Größe verwertet.

Die Fragen nach den Wellenhöhen und -längen wurden durch Schätzung beantwortet. Hierbei zeigt sich immer wieder, daß die Wellenhöhen im allgemeinen übereinstimmend, also wohl richtig angegeben werden. Nur bei seltenem, sehr hohem Seegang werden dieselben zum Teil beträchtlich überschätzt,

während die Wellenlängen im Durchschnitt gegenüber der Nachrechnung auf Grund der gemessenen Periode zu kurz angegeben werden. Gleichzeitig auf verschiedenen Schiffen ausgeführte Messungen und Beobachtungen zeigen, wie die Schätzung der Wellenhöhen und -längen übereinstimmen. Bei der Beurteilung der Zuverlässigkeit der Schätzungen bildet die Gleichzeitigkeit der Beobachtungen auf einem bestimmten Teil der Meeresoberfläche von zwei sich begegnenden oder sich überholenden Schiffen aus ein gutes Kriterium. Auf dichtbefahrenen Dampferwegen kommt dieses Zusammentreffen recht häufig vor, und so kann dem noch ungeübten Beobachter seine Schätzungstendenz mitgeteilt werden. Später können dann im Durchschnitt bessere Genauigkeiten bei den geschätzten Wellenabmessungen festgestellt werden. Tafel I zeigt den Grad der Übereinstimmung der von verschiedenen Offizieren ausgeführten Wellenschätzungen.

Tafel I.
Vergleich von gleichzeitigen Beobachtungen derselben Meeresoberfläche von verschiedenen Schiffen und Beobachtern.

Datum	Meer	Schiffsname	Windstärke	Dünungsstärke	Wellenhöhe m	Wellenlänge m
29. Mai 12 Uhr	Arabisches Meer	„Scharnhorst"	2	3	1,25	60
		„Menes"	2	4	1,50	40
27. Mai 12 Uhr	Golf von Aden	„Adolf Woermann"	1	2	0,40	12
		„Scharnhorst"	1	1	0,30	15
28. Mai 12 Uhr	Arabisches Meer	„Scharnhorst"	4	5	2,25	65
		„Menes"	4	5	2,50	55
26. Okt. 12 Uhr	Nordatlantik	„Deutschland"	4	4	4	55
		„Hamburg"	4	4	5	40
14. Dez. 12 Uhr	„	„Cordillera"	2	2	1	35
		„Lübeck"	2	2	1	50
		„Phönicia"	3	2	1	30
23. Okt. 12 Uhr	„	„München"	5,5	5	1,75	50
		„Caribia"	6	5	1,50	70

Es ist selbstverständlich, daß die Verschiedenheit der Monsune mit ihren monatlich wechselnden Wind- und Schönwetterperioden eine Verallgemeinerung der Beobachtungen nur eines Jahres nicht zulassen. In Abb. 3 sind die Häufigkeitswerte der Wellenhöhen in Prozenten

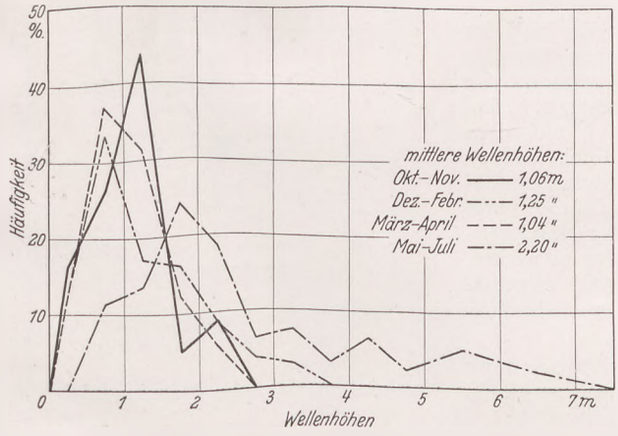


Abb. 3. Häufigkeit von Wellenhöhen im Arabischen Meer nach Beobachtungen von Oktober 1936 bis Juli 1937.

aller Beobachtungen des Arabischen Meeres aufgetragen; danach ergibt sich für dieses Meeresgebiet zur Zeit des Nordostmonsuns bei einer durchschnittlichen Windstärke von B = 2,5 eine durchschnittliche Wellenhöhe von 1,20 m und zur Zeit des Südwestmonsuns bei einer Windstärke von B = 4 eine Wellenhöhe von 2,40 m. Abb. 4, 5 und 6 geben die Beziehung zwischen Windgeschwindigkeiten bzw. Windstärken und Wellenhöhen und -längen bzw. deren Verhältnis H/L wieder.

Die auf den Abbildungen angegebenen mittleren Windstärken lassen erkennen, daß der sommerliche Südwestmonsun mit B = 4 eine viel lebhaftere und durchgreifendere Luftströmung ist als der Nordostmonsun mit B = 2,5 i. M. Beide Monsune erreichen ihre größte Stärke aber erst in großen Entfernungen vom Lande. Das in diesem Jahre von der Seewarte neu herausgegebene Dampferhandbuch für den Indischen Ozean gibt als mittlere Windstärke auf der Mitte des Arabischen Meeres B = 6—8 und in der Mitte des Golf von Bengalen B = 5 an. Da noch keine Schiffsbeobachtungen im August und September, also zur Zeit des starken Südwestmonsuns, vorliegen, dürften die mittleren Windstärken für den Südwestmonsun noch etwas ungünstiger, als in den Abbildungen angegeben, angenommen werden.

Nach Abb. 6 kann bei kleinen Windstärken mit einem durchschnittlichen Verhältnis der Wellenhöhe zur Wellenlänge H/L = 1/20 und bei stärkeren Windgeschwindigkeiten mit einem H/L von 1/18 gerechnet werden. Die steilsten Wellen werden immer im Entstehungs-

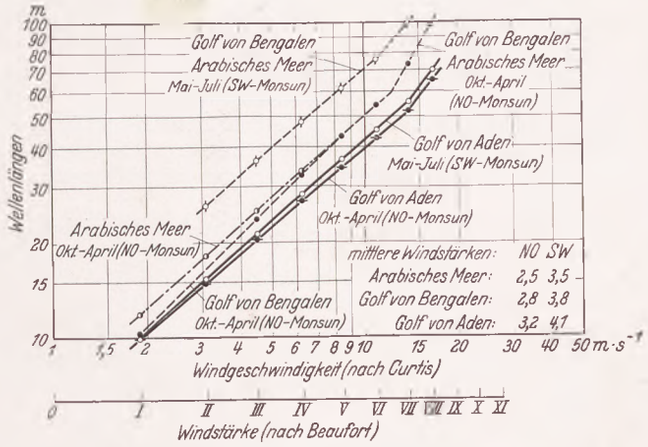


Abb. 4. Wellenlängen im Indischen Ozean nach Beobachtungen vom Oktober 1936 bis Juli 1937.

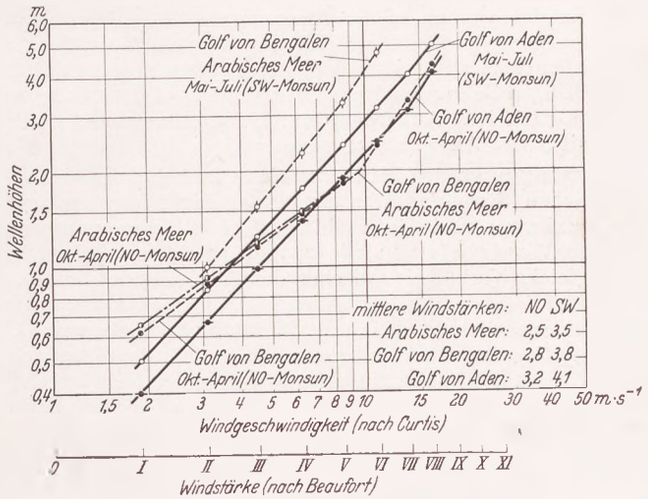


Abb. 5. Wellenhöhen im Indischen Ozean nach Beobachtungen vom Oktober 1936 bis Juli 1937.

gebiet auftreten und im Laufe ihrer Ausbreitung erst allmählich flacher werden.

Außer den hier angeführten Ergebnissen erstrecken sich die Auswertungen auch auf die Häufigkeiten der Richtungen von Wind, Seegang und Dünung sowie auf die Beziehungen zwischen Windstärken und Seegangshöhen und -längen einerseits und Seegangsstärken und Seegangslängen und -höhen andererseits. Die gewonnenen Ergebnisse bilden die Unterlage für die Auswertung der Stampf- und Rollschwingungen der Schiffe und ihres Fahrtverlustes, worüber später berichtet werden wird. Sie können heute schon benutzt werden, um für Schiffe, welche auf dieser Strecke fahren, durch Modellversuche, welche für entsprechende Seegangsverhältnisse durchgeführt

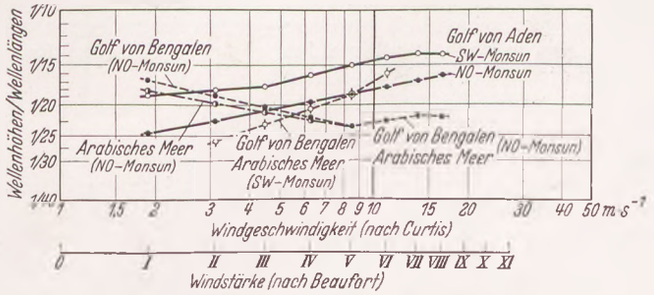


Abb. 6. Wellenschräge im Indischen Ozean.

werden, alle wünschenswerten Einzelheiten über die auftretenden Schiffsbewegungen und den erforderlichen Leistungsbedarf in den Seegangsverhältnissen des Indischen Ozeans zu ermitteln. Diese Arbeiten konnten in dankenswerter Weise mit den vom Herrn Reichs- und Preuß. Verkehrsminister bewilligten Mitteln durchgeführt werden.

W. Hinterthan.

III. Vergleichsversuche mit zwei Schiffen über den Einfluß von genieteten und geschweißten Außenhautstößen auf die Schiffsgeschwindigkeit.

160. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Von der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt wurden im Sommer dieses Jahres zwei Meßfahrten ausgeführt, deren Zweck der Bestimmung des Einflusses von genieteten und stumpf geschweißten Stößen auf die Schiffsgeschwindigkeit diente.

Die Reederei Fock & Pickenpack, Hamburg, stellte in dankenswerter Weise ihre beiden Fischdampfer „Hinrich Hey" und „Julius Fock" zur Verfügung, welche den gestellten Anforderungen in bezug auf vollkommen gleiche Schiffsform, nur mit dem Unterschied, daß das eine Schiff genietete und das andere stumpf geschweißte Stöße besaß, entsprachen.

Beide Schiffe sind von der Norderwerft nach den gleichen Linien 1934 und 1935 erbaut und hatten nach der Dockung zwei Fahrten gemacht, waren also höchstens vier Wochen in der Fahrt gewesen, so daß gleicher Zustand der Außenhaut angenommen werden kann.

Da die Messung der Maschinenleistung nicht entfernt so genau ausgeführt werden kann, wie die der Schraubendrehzahl, wurde auf die Messung der Leistung verzichtet und die Schraube selbst als Meßmittel benutzt.

Zu diesem Zweck wurde bei beiden Schiffen die gleiche Schraube verwandt, welche nach Beendigung der Meßfahrten mit „Hinrich Hey" abgenommen und auf „Julius Fock" aufgesetzt wurde, was allerdings zwei Dockungen nötig machte. Dieses Verfahren mußte angewandt werden, weil zwei Schrauben niemals völlig gleich ausfallen, auch wenn sie nach der gleichen Zeichnung hergestellt werden.

Es wurden dann auf beiden Schiffen die Geschwindigkeiten und die dazu gehörigen Schraubendrehzahlen gemessen, so daß ein exakter Vergleich möglich ist. Außerdem wurde Windgeschwindigkeit und -richtung mit einem Anemometer gemessen.

Die Messungen wurden bei beiden Schiffen bei fast gleich stillem Wetter, gleichen Stromverhältnissen und ruhiger Wasseroberfläche zwischen Cuxhaven und Feuerschiff „Elbe II" vorgenommen, wo eine mittlere Wassertiefe von 18—20 m herrscht, so daß in beiden Fällen das gleiche Verhältnis zwischen dem Tiefgang des Schiffes und der Wassertiefe von 1 : 4,5 bestanden hat. Der Flachwassereinfluß ist also in beiden Fällen der gleiche gewesen und kann etwa eine Größe bis zu 6% der Gesamtleistung betragen haben. Für den Vergleich fällt er heraus. Es hat sich auch kein Unterschied in den Fahrtergebnissen querab Cuxhaven und bei „Elbe II" bei „Julius Fock" bei 12 kn Fahrt gezeigt.

Nachdem die Kontrolle ein einwandfreies Arbeiten sämtlicher Apparate ergeben hatte, wurde mit dem Kapitän und leitenden Ingenieur vereinbart, daß, nachdem Cuxhaven passiert war und das Schiff im freien Fahrwasser fuhr, je 20 Min. mit 40, 60 und 80 Umdr./min gefahren wurde. Die jeweiligen 20 Min. Fahrzeit wurden so eingeteilt, daß die ersten 10 Min. zum Einfahren des Schiffes gegeben wurden, so daß bei der Messung während der zweiten 10 Min. das Schiff mit Sicherheit die zu der jeweiligen Drehzahl gehörende Geschwindigkeit fuhr, was auch aus der Stetigkeit der Registrierung hervorging.

Die Geschwindigkeit wurde mit dem HSVA-Widerstandslog von Kempf-Sottorf nach der üblichen Meßmethode, d. h. für verschiedene Drahtlängen zwischen 100—150 m, ermittelt. Die Drahtlängen wurden jeweils um 10 m verlängert und wieder verkürzt, so daß sich alle Punkte gegenseitig kontrollierten.

Die Umdrehungen des Propellers wurden von der Welle mittels Nockenband und Kontakthebel auf einen Elektromagneten übertragen und mit der Geschwindigkeit zusammen registriert.

Die Windgeschwindigkeit wurde mit einem Anemometer gemessen, welches bei je 50 m Winddurchlauf einen elektrischen Kontakt betätigt und diesen Zeitpunkt registriert.

Die Windrichtung wurde an den Toppflaggen bzw. an der Richtung des Rauches zum Schiff festgestellt.

Bei beiden Schiffen befand sich das Loggerät mittschiffs auf dem Brückendeck, so daß von hier aus die Geschwindigkeit des Schiffes, die Umdrehungen des Propellers und die Windgeschwindigkeit gemessen und registriert wurden.

Die Länge der Spier für den Logdraht betrug 5 m, die Eckrolle hatte eine Höhe von 2 m über Wasser. Die Geschwindigkeitsmessung erfolgte also 5 m seitlich und über 100 m hinter dem Schiff.

Das Anemometer wurde 3 m über Peildeck befestigt, so daß es sich in möglichst freier Windströmung befand.

Beide Schiffe haben gleiche Abmessungen:

Länge des Schiffes zw. d. L. . . .	48,00 m,
Breite des Schiffes a. Spanten . .	8,10 m,
Windhauptspant	51,00 m².

Die Tiefgänge waren bei F.D. „Hinrich Hey" am 12. Mai 1937:

vorn	13,9′
hinten	15,8′
mittlerer Tiefgang . .	14,85′
Wassertemperatur . .	11,6° C

bei F.D. „Julius Fock" am 3. Juli 1937:

vorn	14,0′
hinten	15,3′
mittlerer Tiefgang . .	14,65′
Wassertemperatur . .	18,0° C.

Dieser Tiefgangs- und Trimmunterschied bedeutet, daß die Verdrängung bei „Hinrich Hey" um etwa 12 t größer war. Bei gleicher Geschwindigkeit und gleicher Verdrängung wie bei „Julius Fock" unter gleichzeitiger Berücksichtigung des geringen Trimmunterschiedes wäre mithin die Leistung bei „Hinrich Hey" um 2% geringer gewesen.

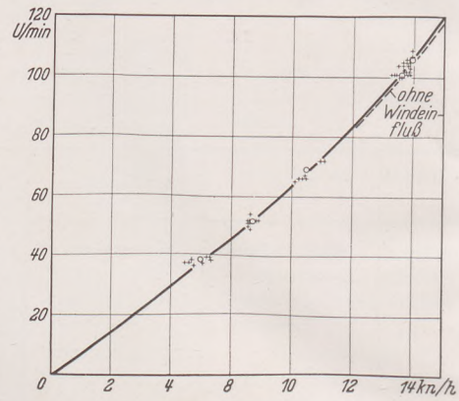


Abb. 7. Geschwindigkeitsmessungen. Fischdampfer „Hinrich Hey".

Außerdem bestand ein Unterschied in den Wassertemperaturen bei den beiden Probefahrten von 6,4°, und zwar hatte das Wasser bei der Probefahrt des „Hinrich Hey" 11,6° C, bei der Probefahrt des „Julius Fock" 18° C. Dies ergibt auf Grund besonderer Berechnung unter Voraussetzung völlig glatter Oberfläche eine Verminderung des Reibungswiderstandes um $6{,}4 \times 0{,}37 = 2{,}4\%$. Da der Reibungswiderstand bei 12 kn die Hälfte des Gesamtwiderstandes ausmacht, so ergibt sich, daß die Leistung des „Hinrich Hey" allein infolge des Temperaturunterschiedes bei 18° C um 1,2% geringer gewesen wäre. Mit zunehmender Rauhigkeit der Oberfläche wird dieser Unterschied geringer.

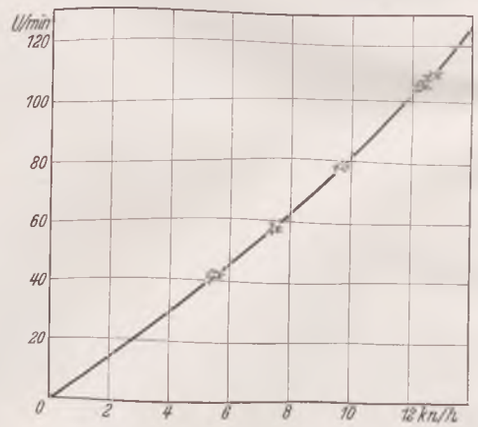


Abb. 8. Geschwindigkeitsmessungen. Fischdampfer „Julius Fock".

Der Einfluß des vorderlichen Windes, welcher während der Marschfahrt, d. h. bei 105 n/min auf dem F.D. „Hinrich Hey" mit einer durchschnittlichen Stärke von 7,66 m/sec einschließlich Fahrtwind wirkte, wurde durch folgende Rechnung berücksichtigt:

Zur Überwindung des Windwiderstandes war eine zusätzliche Maschinenleistung N_w erforderlich von:

$$N_w = \frac{W_w \cdot V_s}{75 \cdot \eta}$$

$$N_w = \frac{0{,}06 \cdot 7{,}66^2 \cdot 51 \cdot 6{,}08}{75 \cdot 0{,}6}$$

$$= 24{,}2 \text{ PS}$$

$$W_w = c \cdot V_w^2 \cdot F$$

$c = 0{,}06$

V_w = Windgeschwindigkeit in m/sec

F = Windhauptspant = 51 m²

V_s = Schiffsgeschwindigkeit in m/sec

$\eta = 0{,}6$.

Im Verhältnis zur gesamten Maschinenleistung von 610 PS hat also der Wind bei „Hinrich Hey" gegenüber „Julius Fock", wo Windstille an Deck herrschte, bei gleicher Fahrtgeschwindigkeit die erforderliche Leistung bis zu 4% gesteigert.

Insgesamt ist also „Hinrich Hey" gegenüber „Julius Fock" um $2 + 1{,}2 + 4 = 7{,}2\%$ in der Leistung benachteiligt gewesen. Da sich die Leistungen wie die dritten Potenzen der Tourenzahlen verhalten, bedeutet dies, daß die bei „Hinrich Hey" gemessenen Tourenzahlen um $7{,}2/3 = 2{,}4\%$ vermindert werden müssen, bevor sie mit den auf „Ju-

lius Fock" für die gleiche Geschwindigkeit gemessenen Tourenzahlen verglichen werden können. Die Meßergebnisse sind in den Tabellen 2 u. 3 und zwei Kurvenblättern (Abb. 7 u. 8) niedergelegt.

Tabelle 2.

Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt, G. m. b. H., Hamburg 33. Dampfer: F. D. „Julius Fock" (3. Juli 1937).

Lfde. Nr.	Zeit	Log Widerstand gr	Länge d. Logleine m	V_s kn	N_{min}	V_w m/sec	Bemerkungen
1	13.40	3210	110	12,10	104	3,8	ablaufendes Wasser
2		3545	120	12,58	105	2,4	
3		3430	130	12,13	106	—	Wind von BB vorn
4		3640	140	12,35	106	4,8	
5		3760	150	12,37	108	2,7	
6		3620	145	12,20	107	3,2	
7	14.00	3490	135	12,15	106	—	Cuxhaven querab
8		3275	115	12,12	104	3,7	
9		3220	105	12,22	104	4,7	
10		3260	100	12,45	106	—	
			Mittel	12,26	105,6		
			Beginn der Stufenfahrt um 14.10 Uhr bei Feuerschiff „Elbe IV"				
11	14,15	720	50	5,26	41	—	Stauwasser
12		760	60	5,26	42	—	Windstill, glatte See
13		880	70	5,61	42	—	
14		950	80	5,74	42	—	
15		1000	90	5,74	42	—	
16		1040	100	5,64	41	—	
17		1060	110	5,47	43	—	
18		1100	120	5,43	43	—	
19		1210	130	5,70	42	—	
20	14.30	1170	140	5,30	39	—	
			Mittel	5,51	41,7		
21	14.40	1450	100	7,38	59	—	
22		1470	110	7,22	56	—	
23		1580	120	7,41	58	—	
24		1660	130	7,47	57	—	
25		1720	140	7,50	57	—	
26		1850	150	7,68	57	—	
27		1760	145	7,52	57	—	
28		1650	135	7,33	56	—	
29		1600	125	7,38	57	—	
30	14.50	1620	115	7,65	57	—	
			Mittel	7,45	57,1		
31	15.00	2190	110	9,55	77	—	auflaufendes Wasser
32		2250	120	9,51	78	—	
33		2400	130	9,71	77	—	
34		2550	140	9,89	78	—	Feuerschiff „Elbe III" querab
35		2550	150	9,67	79	—	
36		2520	145	9,70	80	—	
37		2430	135	9,67	78	—	
38		2330	125	9,61	78	—	
39		2185	115	9,45	77	—	
40	15.10	2130	105	9,49	78	—	
			Mittel	9,62	78,0		
41	15.20	3320	100	12,58	108	1,3	windstill
42		3390	110	12,48	109	2,1	
43		3730	130	12,73	110	1,8	
44		3770	140	12,60	110	1,0	
45		4060	150	12,94	111	—	Feuerschiff „Elbe II" querab
46		3910	145	12,79	111	—	
47		3570	125	12,53	110	—	
48		3390	115	12,37	110	—	auflaufendes Wasser
49		3510	105	12,83	110	—	
50		3270	95	12,60	111	—	
51		3430	110	12,58	109	—	
52		3600	120	12,70	109	—	
53	15.45	4000	150	12,85	109	—	Messung beendet
			Mittel	12,66	109,8		

Tabelle 3.

Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt, G. m. b. H., Hamburg 33. Dampfer: F. D. „Hinrich Hey" (12. Mai 1937).

Lfde. Nr.	Zeit	Log Widerstand gr	Länge d. Logleine m	V_s kn	N_{min}	V_w m/sec	Bemerkungen
1	12.00	3065	100	12,00	106	3,7	Brunsbüttel quer
2		3065	110	11,77	106	3,8	
3		3235	120	11,94	107	5,0	Wind von vorn
4		3335	130	11,90	105	4,5	Stauwasser
5		3645	150	12,14	107	5,0	
6		3400	135	11,94	109	5,3	
7		3340	125	12,02	105	5,2	
8		3140	115	11,83	106	4,9	
9	12.30	3070	105	11,89	102	4,2	
			Mittel	11,93	105,9	4,73	
10	13.00	3080	105	11,89	103	9,1	Cuxhaven querab
11		2920	110	11,41	101	8,4	
12		2940	115	11,38	101	8,4	Wind von vorn
13		3070	120	11,55	101	7,3	
14		3145	125	11,61	102	8,7	
15		3200	130	11,61	100	7,7	
16		3235	135	11,56	101	7,0	
17		3325	140	11,68	101	7,2	
18		3430	145	11,80	101	6,9	
19		3535	150	11,70	100	8,3	auflaufendes Wasser
20		3400	145	11,76	102	8,1	
21		3405	140	11,84	102	7,6	
22		3235	135	11,61	101	7,7	
23		3190	130	11,59	100	7,5	
24		3090	125	11,72	102	7,5	
25		3130	120	11,69	101	7,6	
26		2990	115	11,46	101	6,9	
27		2930	110	11,43	101	6,9	
28		2790	105	11,24	101	6,9	
			Mittel	11,61	101,2	7,66	
			Beginn der Stufenfahrt um 13.45 Uhr bei Feuerschiff „Elbe IV"				
29	13.45	1000	110	5,15	39	3,1	auflaufendes Wasser
30		1230	130	5,20	39	3,1	
31		1300	140	5,29	39	3,7	
32		1240	150	5,33	38	3,4	
33		1150	145	5,07	37	3,2	diesiges Wetter
34		1010	135	4,60	38	3,1	
35		940	125	4,43	37	2,8	
36	13.55	930	115	4,60	37	2,8	
			Mittel	4,96	38,0	3,15	
37	14.05	1270	100	6,65	54	4,7	
38		1335	110	6,68	49	4,4	Nebel
39		1370	120	6,59	50	4,1	
40		1430	130	6,60	52	4,4	
41		1550	140	6,88	52	4,6	
42		1630	150	6,91	52	4,9	
43		1530	135	6,90	52	4,5	
44		1400	125	6,60	52	4,5	
45		1380	115	6,74	52	4,6	Feuerschiff „Elbe III" querab
46	14.15	1290	105	6,62	52	4,7	klare Sicht
			Mittel	6,71	51,7	4,54	
47	14.40	1640	100	8,10	65	5,7	
48		1780	110	8,31	66	5,8	diesiges Wetter
49		1920	120	8,22	66	5,8	
50		1950	130	8,41	67	6,3	Wind von vorn
51		2050	140	8,50	69	6,4	
52		2330	150	9,05	72	6,5	
53		2230	145	8,91	72	6,6	
54		2000	135	8,47	68	6,4	
55		1930	125	8,46	66	6,0	
56		1910	115	8,31	66	5,9	Feuerschiff „Elbe II" querab
57		1750	105	8,31	66	5,7	Messung beendet
			Mittel	8,46	69,1	6,1	

Für 12 kn Geschwindigkeit ist auf „Hinrich Hey" eine Tourenzahl von 107 i. d. Min. gemessen worden. Die um 2,4% verminderte Tourenzahl beträgt 104,3 i. d. Min.

Auf „Julius Fock" ist eine Tourenzahl von höchstens 103,3 i. d. Min. gemessen worden. Der Unterschied in der Tourenzahl zugunsten des geschweißten Schiffes beträgt bei gutgestrichener Schiffshaut also mindestens 1% in der Tourenzahl, d. h. mindestens 3% in der Leistung. Bei kleineren Geschwindigkeiten vermindert sich der Unterschied etwas, wie zu erwarten ist; er beträgt aber auch bei 8 kn noch etwa 2% in der Leistung. Die Versuche fanden statt bei einer Reynoldsschen Zahl von $2{,}5 \cdot 10^8$.

Diese Untersuchung konnte in dankenswerter Weise mit den vom Herrn Reichs- und Preußischen Verkehrsminister der Versuchsanstalt bewilligten Forschungsmitteln durchgeführt werden.

Schlußfolgerung:

Diese Vergleichsversuche mit zwei formgleichen Fischdampfern, welche sehr sorgfältig und unter günstigen Verhältnissen durchgeführt wurden, und zwar mit der als Meßgerät verwandten gleichen Schraube, welche extra zu diesem Zweck im Dock umgewechselt wurde, haben also erwiesen, daß allein durch die Schweißung der Plattenstöße eine Leistungsersparnis erzielt wurde, welche bei 12 kn Geschwindigkeit 3% betrug. Dies entspricht bei gleicher Leistung einer Geschwindigkeitsvergrößerung um etwa $^1/_{10}$ kn. H. Schulenberg.

Das Geschwindigkeitsproblem bei Kriegsschiffen.

Von Marineoberbaurat **H. Evers.**

Eine der größten Leistungen der heutigen technischen Entwicklung ist die im Bau nicht ortsfester Maschinenanlagen erreichte Gewichtsverminderung. Es ist natürlich, daß diese Verringerung sich besonders im Kriegsschiffbau ausprägt, wo einmal zwingende Gründe für die Herabdrückung des Maschinengewichts sprechen, und wo andererseits im Gegensatz zu anderen Betriebsarten die Höchstleistung nur selten und kurzfristig aufgebracht zu werden braucht und wo deshalb die Anforderungen an die Betriebssicherheit nach anderen Gesichtspunkten zu betrachten sind als beispielsweise im Handelsschiffsbetrieb mit seiner Gleichheit von Höchstleistung und Dauerleistung.

Im Rahmen dieser Entwicklung ist besonders kennzeichnend, daß sich im Verhältnis zu früheren Entwicklungsstufen die Gewichte je Leistungseinheit für die Maschinenanlagen großer schwerer Schiffe und leichter schneller Fahrzeuge einander zunehmend genähert haben, jedenfalls soweit es sich um Anlagen grundsätzlich ähnlicher Art handelt. So betrug das Leistungsgewicht im Jahre 1908 — Kolbenmaschinen mit weitrohrigen Kesseln mit Kohlefeuerung — wenigstens 90 kg/PSi für Linienschiffe und 25 kg/PSi für leichte Schiffe und während der Zeit von 1904 bis 1915 — direkter Turbinenantrieb mit engrohrigen Wasserrohrkesseln und Ölfeuerung — 60 kg/WPS bzw. 18 kg/WPS. Durch den Übergang zum Turbinenantrieb mit Rädergetrieben und vom Sattdampf mit 18 atü zum überhitzten Dampf mit 27 atü und 350° Dampftemperatur haben sich inzwischen (1935) die betreffenden Gewichte auf 18 kg/WPS für schwere Schiffe und 11 kg/WPS für Torpedofahrzeuge verringert. Im letzten Falle beträgt das Einheitsgewicht also 61% beim leichten gegenüber dem schweren Schiff, während es sich für den zuerst gekennzeichneten Stand auf nur 28% stellt. Zu den obigen aus französischer Quelle [1] stammenden Angaben seien noch folgende angeführt: deutsches Linienschiff 1915 mit direktem Turbinenantrieb und partieller Ölfeuerung: 40 kg/WPS der Höchstleistung, deutscher Zerstörer 1916 mit direktem Turbinenantrieb und reiner Ölfeuerung: 12,4 kg/WPS, amerikanisches Linienschiff 1917 mit turboelektrischem Antrieb und reiner Ölfeuerung: 55 kg/WPS der Höchstleistung, französischer Schnelldampfer „Normandie" 1935 mit turboelektrischem Antrieb und reiner Ölfeuerung: 73,7 kg/WPS der Höchstleistung.

Bei den gegebenen grundsätzlichen Verhältnissen erscheint danach bei dem heutigen Stande des Maschinenbaus das große Schiff gegenüber dem kleinen begünstigt, was sich in der relativ größeren Geschwindigkeitssteigerung ausprägt. Die Geschwindigkeit großer Kampfschiffe kann z. Zt. zu etwa 30 kn gegenüber etwa 22—23 kn im Jahre 1920 angenommen werden, während diejenige der leichten Fahrzeuge demgegenüber nur von 40 auf höchstens 45 kn angestiegen ist.

Aus dem Aufgabenkreise des leichten Kriegsschiffes heraus wird aber ständig die Forderung nach einem möglichst großen Geschwindigkeitsüberschuß gegenüber dem schweren Kampfschiff erhoben werden; das Mehr an Geschwindigkeit ist sowohl für die Zusammenarbeit mit den eigenen schweren Verbänden wie für den Einsatz gegen die Kampfschiffsverbände des Gegners und zur Erfüllung der typischen Aufgaben leichter Schiffe gegenüber den gleichartigen Verbänden des Gegners notwendig. Letzthin bestimmt sich die Typvariierung der leichten Schiffe — Kreuzer, Zerstörer, Flottenbegleiter usw. — nach der Möglichkeit eine ausreichende Gefechtskraft mit der geforderten hohen Geschwindigkeit zu verbinden.

Die Untersuchung allgemeiner Betrachtungen der Geschwindigkeitsmöglichkeiten, wie sie u. a. zu [1] angestellt sind, kann daher entsprechendem Interesse begegnen.

In bezug auf die möglichen Geschwindigkeiten für verschiedene Schiffsgrößen und damit im Rahmen der gegebenen Typengliederung auch die verschiedenen Schiffstypen ergeben sich folgende allgemeine Überlegungen:

Aus der Admiralitätskonstante

$$C = \frac{V^3 \cdot D^{2/3}}{WPS}$$

folgt zunächst, daß bei geometrisch ähnlichen Schiffen der spezifische Leistungsbedarf in WPS je t des Deplacements, der nach Laurent [1] mit f bezeichnet werde, den Wert

$$f = \frac{V^3}{C \cdot D^{1/3}}$$

hat. Bedeutet a den Bruchteil des Deplacements, welcher durch das Gewicht der Maschinenanlage in Anspruch genommen wird, und p das spezifische Leistungsgewicht der Maschinenanlage in t je WPS, so gilt, da f = a/p ist,

$$f = \frac{V^3}{C \cdot D^{1/3}} = \frac{a}{p}.$$

Hieraus ergibt sich als Ausdruck für die Geschwindigkeit

$$V = C^{1/3} \cdot \sqrt[3]{\frac{a}{p} \cdot D^{1/3}}.$$

Die Geschwindigkeit ist also direkt proportional den dritten Wurzeln aus der Admiralitätskonstante und der Leistungsbelastung sowie der neunten Wurzel aus dem Deplacement.

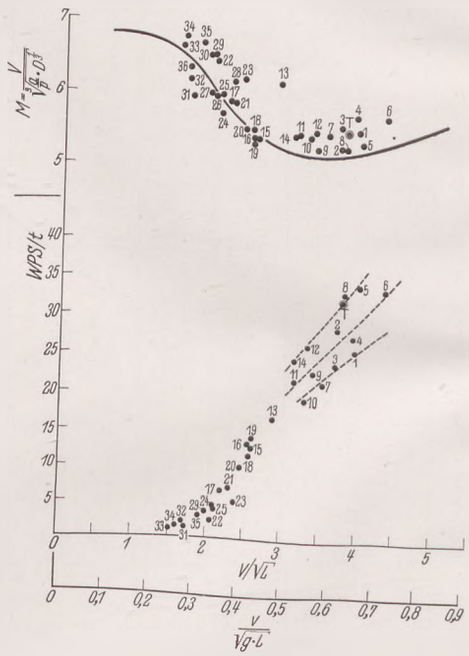


Abb. 1. M- und f-Werte für verschiedene Kriegsschiffstypen.

Der Wert $C^{1/3}$, von Laurent [2] als „Nutzungskoeffizient" der Geschwindigkeit („coefficient d'utilisation") mit M bezeichnet, hängt in seiner Größe in erster Linie von dem Geschwindigkeitslängenverhältnis $V/\sqrt{L}$ ab.

In dem Diagramm (Abb. 1) ist die von L. angegebene Kurve der M-Werte als Funktion von $V/\sqrt{L}$ eingetragen. Danach soll M einen Mittelwert 6 für $V/\sqrt{L} = 2{,}1$ aufweisen. Der Höchstwert beträgt für geringe $V/\sqrt{L}$ etwa 6,8; M verringert sich bis zum Wert $V/\sqrt{L} \sim 2{,}1$ schnell auf 6, sinkt dann langsamer ab und erreicht sein Minimum von 5,3 bei $V/\sqrt{L} = 3{,}2$. Von hier ab erfolgt ein allmähliches Wiederansteigen, welches von $V/\sqrt{L} = 3{,}6$ ab stärker fühlbar wird.

Aus $f = \frac{1}{M^3} \cdot \frac{V^3}{D^{1/3}}$ folgt, daß die Leistungsbelastung f = a/p nur bei den Maximal- und Minimalwerten bei $V/\sqrt{L} = 1{,}8$ und $V/\sqrt{L} = 3{,}2$ der dritten Potenz der Geschwindigkeit proportional ist, und daß sie im Gebiet zwischen $V/\sqrt{L} = 1{,}8$ bis 3,2 mit einer höheren Potenz von V, dagegen von $V/\sqrt{L} = 3{,}2$ ab mit einer geringeren Potenz als V^3 anwächst.

[1] Vortrag des Marineingenieurs Laurent vor der „Société des Ingénieurs Civils de France" (vgl. Riv. maritt. vom September 1937).

[2] Laurent setzt $V = \alpha^{-1/3} \cdot \sqrt[3]{\frac{a}{p} \cdot D^{1/3}}$, woraus folgt: $M = \alpha^{-1/3}$.

Nach L. läßt sich zeigen, daß der Wert M außer von $V/\sqrt{L}$ auch von dem Gütegrad der Propulsion, der Zuschärfung $\psi = L/D^{1/3}$, dem Absolutwert des Deplacements usw. abhängt, daß aber der Einfluß dieser Faktoren gegenüber $V/\sqrt{L}$ relativ gering ist.

Zum Vergleich mit den von L. angegebenen M-Werten sind solche aus einer größeren Zahl von veröffentlichten Probefahrtsergebnissen bzw. Konstruktionsleistungen von Kriegsschiffen verschiedenen Typs gemäß Tabelle 1 mit zugehörigen charakteristischen Leistungsbelastungen in WPS/t in das Diagramm Abb. 1 eingetragen worden. Im Bereich von $V/\sqrt{L}$ bis etwa 3,0 stimmen die Mittelwerte etwa mit der M-Kurve überein, dagegen liegen sie bei größeren $V/\sqrt{L}$ fast durchweg höher und kennzeichnen im ganzen einen steileren Anstieg, während sich das Minimum etwa schon bei $V/\sqrt{L} \sim 3$ ergibt. Die Leistungsbelastungen für Zerstörer gehen ebenfalls erheblich auseinander und lassen sich zu verschiedenen Gruppen mit verschieden steilem Anstieg ordnen. Die M-Werte für relativ langsame Schiffe (Frachtdampfer) liegen zum Teil gegenüber der Kurve wesentlich höher, z. B. für $V/\sqrt{L} \sim 1$ bei 7,4.

Für die Beurteilung der Möglichkeit, eine bestimmte Geschwindigkeit zu erreichen, ergibt sich, daß, wenn bei einem durch andere Forderungen begrenzten Höchstwert der Leistungsbelastung $f = a/p$ und gegebenem Deplacement die Geschwindigkeit aus der Gleichung $V = M\sqrt[3]{\frac{a}{p}} \cdot D^{1/3}$ zu klein ist, nichts übrig bleibt, als unter Einhaltung ähnlicher Schiffsformen das Deplacement und damit die Länge zu vergrößern. Diese Vergrößerung des Deplacements und der Länge ist besonders bei einem unter 2,1 liegenden Wert für $V/\sqrt{L}$ vorteilhaft.

Aus dieser Tatsache rechtfertigt sich nach Laurent die Tendenz zur Vergrößerung der Deplacements mit dem Ziel, schnellere und zugleich wirtschaftlicher, d. h. mit einer relativ geringen Leistungsbelastung arbeitende Schiffe zu erhalten.

Bei schweren Kriegsschiffen ergeben sich durch die Anforderungen an die erforderliche Schlagkraft, insbesondere aber an den Schutz relativ enge Grenzen für die Leistungsbelastung; daraus folgt nach L., daß ihre derzeitigen Geschwindigkeiten bei Festhalten an einem konstanten Deplacement ohne eine Minderung der sonstigen militärischen Eigenschaften nicht fühlbar vergrößert werden können.

Andererseits ergibt sich beim Entwurf leichter Fahrzeuge (Zerstörer usw.) die Notwendigkeit einer relativ großen Leistungsbelastung $f = a/p$, um in die Nähe des günstigen $V/\sqrt{L}$ = Wertes von etwa 3,6 zu gelangen (36 kn bei 100 m Länge). Von hier ab steigt der M-Wert erheblich an, und die Geschwindigkeit würde als Funktion von f stark anwachsen, wenn in den hohen $V/\sqrt{L}$ = Bereichen nicht eine wesentliche Verminderung des Propulsionswirkungsgrades durch die Erscheinung der Kavitation eintreten würde. Die Gegenmittel der Verminderung der relativen Schraubendrehzahl und der Vergrößerung der Flügelfläche bringen andere Schwierigkeiten, wie Gewichtsvergrößerung der Antriebsanlage und größeren Reibungsverlust der Schrauben, mit sich.

Die starken Bemühungen um Verbesserungen in dieser Hinsicht

Tabelle 1. Werte für WPS/t- und M-Werte von Kriegsschiffen bei verschiedenem $V/\sqrt{L}$.

Nr. (s. Diagramm Abb. 1)	Name	Deplacement D t	Leistung WPS	V kn	$V/\sqrt{L}$	$f = \frac{a}{p}$ WPS/t	$D^{1/3}$	$= \frac{M}{V\sqrt[3]{\frac{a}{p} \cdot D^{1/3}}}$	$= \frac{\psi}{L/D^{1/3}}$	$= \frac{\varphi}{\delta/\beta}$	δ
1	Deutscher Zerstörer 1916	874	22 000	34,5	3,91	25,20	9,54	5,56	8,40	0,606	—
2	„ „ 1916	1 420	40 000	36,0	3,70	28,20	11,23	5,30	8,73	0,626	0,518
3	U.S.N. Standard-Typ	1 250	29 000	35,0	3,71	23,10	10,75	5,58	8,62	0,664	0,507
4	„Ehrenskjöld“	1 000	26 400	37,0	3,92	27,10	10,00	5,73	9,44	—	0,480
5	„Daniele Manin“	1 300	45 000	38,0	4,00	34,60	10,90	5,38	8,31	0,605	0,471
6	Projekt Champness	1 200	41 000	40,5	4,33	33,90	10,61	5,70	8,28	—	—
7	„Lynx“	2 600	53 000	35,7	3,55	20,30	13,75	5,47	9,20	—	0,512
8	„e“[3]	1 900	63 000	39,3	3,80	33,20	12,40	5,29	8,53	0,670	—
9	„f“[3]	2 490	54 000	35,0	3,40	21,70	13,55	5,27	7,85	0,640	—
10	„S 113“	2 400	44 000	34,0	3,30	18,35	13,40	5,44	—	—	—
11	„Jaguar“	2 400	50 000	35,5	3,16	20,85	13,40	5,45	—	—	—
12	„Aigle“	2 700	70 000	38,0	3,34	25,95	13,91	5,35	—	—	—
13	„Yubari“	3 150	50 000	33,0	2,87	15,88	14,66	6,14	—	—	—
14	„Giussano“	5 250	126 000	40,7	3,15	24,00	17,37	5,46	—	—	—
15	„Omaha“	7 620	90 000	33,7	2,60	11,81	19,67	5,41	—	—	—
16	„Duguay-Trouain“	8 000	100 000	34,0	2,53	12,50	20,00	5,41	—	—	—
17	„Hawkins“	9 900	60 000	30,0	2,22	6,06	21,47	5,93	—	—	—
18	„Duquesne“	11 000	120 000	34,5	2,52	10,90	22,23	5,55	—	—	—
19	„Trento“	11 500	150 000	35,5	2,54	13,00	22,57	5,35	—	—	—
20	„Pensacola“	11 700	107 000	32,7	2,46	9,16	22,67	5,53	—	—	—
21	„Kent“	12 000	80 000	31,5	2,28	6,67	22,60	5,90	—	—	—
22	„Blücher“	15 840	40 600	25,8	2,03	2,57	25,15	6,45	6,18	0,570	0,520
23	„Glorious“	18 920	94 000	31,6	2,03	4,97	26,60	6,22	9,06	—	0,473
24	„von der Tann“	19 400	79 000	27,4	2,09	4,08	26,75	5,74	5,98	0,580	0,550
25	„Moltke“	23 000	85 500	28,4	2,10	3,72	28,40	6,01	6,62	0,542	0,495
26	„Seydlitz“	25 000	88 300	28,0	2,00	3,53	29,20	5,95	6,75	0,537	0,506
27	„Hindenburg“	27 000	96 000	28,5	1,96	3,56	30,00	6,00	7,19	0,532	0,509
28	„Repulse“	33 510	120 000	30,0	1,94	3,62	32,20	6,15	7,50	—	0,526
29	„Hood“	42 900	145 000	32,1	1,99	3,38	34,95	6,54	7,41	0,651	0,603
30	„	45 300	151 000	31,9	1,98	3,33	35,60	6,50	7,35	—	—
31	„Deutschland“ 1904	13 200	17 000	18,6	1,69	1,29	23,60	5,97	5,40	0,673	0,624
32	„Bayern“	28 520	55 000	22,3	1,67	1,76	30,50	6,20	5,92	0,626	0,619
33	„West-Virginia“	33 820	34 000	21,1	1,53	1,00	32,30	6,64	—	—	—
34	„Nelson“	35 560	46 000	23,6	1,62	1,30	32,82	6,77	—	—	—
35	„Normandie“[4]	63 000	167 000	31,4	1,85	2,65	39,70	6,65	—	—	—
36	„Provence“[4]	16 000	30 000	22,7	1,65	1,80	25,46	6,36	—	—	—
T	„Le Terrible“[5]	2 900	93 000	43,0	3,84	31,80	14,25	5,67	9,02	—	0,458

[3] s. NK 35—14, Tabelle 1. [4] Schnelldampfer.
[5] Zerstörer, Angaben nach Laurent.

haben ihren guten Grund, da bei zunehmender Vergrößerung des M-Wertes jede Verbesserung des Propulsionswirkungsgrades einen viel größeren Geschwindigkeitsgewinn zeitigt als bei geringeren $V/\sqrt{L}$-Werten.

Wie stark sich derartige sowie sonstige Faktoren des Antriebes und Widerstandes, u. a. auch das Probefahrtsdeplacement, im Bereich hoher $V/\sqrt{L}$-Werte auswirken können, zeigen die Angaben über die sehr verschiedenen Leistungsbelastungen von Zerstörern verschiedenen Deplacements bei gleichem $V/\sqrt{L}$ in Abb. 1 und Tabelle 1.

Bekanntlich hat die französische Marine hohe Geschwindigkeiten mit ihren Kreuzern und großen Zerstörern erreicht. Nach Laurent kommen für diese Typen folgende charakteristische Werte in Betracht (eingeklammerte Zahlen gelten für die durch die eingeklammerte Jahreszahl gekennzeichneten Typen):

Mittlere Zerstörer 1935 (1912): V = 36 (30) kn, f = a/p = 31 WPS/t (18) WPS/t, a = 0,40 (0,40).

Große Zerstörer von 2500 t, 1935 (1926): V = 43 (35) kn, f = a/p = 32 (21) WPS/t, a = 0,34 (0,40).

Kreuzer von 8000 t, 1935 (1900): V = 35 (24) kn, f = a/p = 12 (3) WPS/t, a = 0,15 (0,20).

Schließlich gelten für Schlachtschiffe folgende Zahlen: f = a/p = 3,8 (1,4) WPS/t, V = 30 (21) kn.

Nach dem Vorigen ist anzunehmen, daß die guten Ergebnisse bei den neuen Schiffen hauptsächlich auf die von L. erwähnten Untersuchungen bzw. Verbesserungen an den Schrauben zurückzuführen sind.

Schiffsschrauben in durchwirbeltem Wasser.

Von Dipl.-Ing. **L. Kort**, Hannover.

Im allgemeinen wird bei der Berechnung von Schiffsschrauben angenommen, daß zwar die Zuflußgeschwindigkeiten zu den einzelnen Punkten des Schraubenkreises ungleichmäßig sind (wegen des Nachstromes), daß aber die Zuflußrichtung in allen Punkten des Schraubenkreises wenigstens annähernd parallel zur Schraubenwelle ist. Durch die eingehenden Studien über den Nachstrom seitens der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt und der Berliner Schiffbauversuchsanstalt ist nun aber ziemlich umfangreiches Material dafür gefunden, daß auch häufig die Zuflußrichtungen des Wassers zur Schraube teilweise recht ungleichmäßig über den Schraubenkreis verteilt sind. Wenn man nun aber annimmt, daß diese Ungleichmäßigkeit in Stärke und Richtung durch das Wirken der Schraube ausgeglichen wird, so daß gewissermaßen die Schraube dem durchfließenden Wasser ihren Stempel aufdrückt und die vor Eintritt in die Schraube etwa vorhandenen Wirbel mehr oder weniger vernichtet, so ist man sehr im Irrtum. Es hat sich vielmehr gelegentlich der eingehenden Versuche mit Schrauben in Düsen gezeigt, daß die bekannten von der Schraube selbst erzeugten Wirbel sich den etwa schon vor Eintritt in die Schraube vorhandenen Wirbeln nur überlagern, so daß der aus der Schraube austretende Strahl von den sich aus der Überlagerung ergebenden neuen Wirbeln durchsetzt ist.

Durch die großzügige Unterstützung der Reichswasserstraßenverwaltung und insbesondere des Schleppamtes Hannover war es mir ermöglicht, im Franzius-Institut der Technischen Hochschule Hannover in einem eigens zu diesem Zweck entworfenen Gerinne eingehende Versuche mit Düsen-Schlepper-Modellen zu machen. Dieses Gerinne entsprach im Querschnitt dem Mittellandkanal im Maßstab 1:10; es wurde vom Wasser durchflossen, so daß das Modell bezüglich des Gerinnes stillstand. Die Einrichtung ist beschrieben in der Zeitschrift für Binnenschiffahrt Heft 10, 1931.

Zuerst fanden sehr umfangreiche Versuche mit Einschrauben-Düsenschleppern statt, welche schließlich die wohl als bekannt vorauszusetzenden grundlegenden Wirkungsgradverbesserungen bei hochbelasteten Schrauben brachten. Als dann später die ersten Versuche mit Doppeldüsen stattfanden, deren Schrauben und Düsen nach den entwickelten und als richtig erkannten Formeln (siehe Werft Reed. Hafen Nr. 4, 1934) bemessen waren, zeigte sich völlig unerwarteterweise ein erheblich schlechterer Schlepp-Wirkungsgrad, als nach den

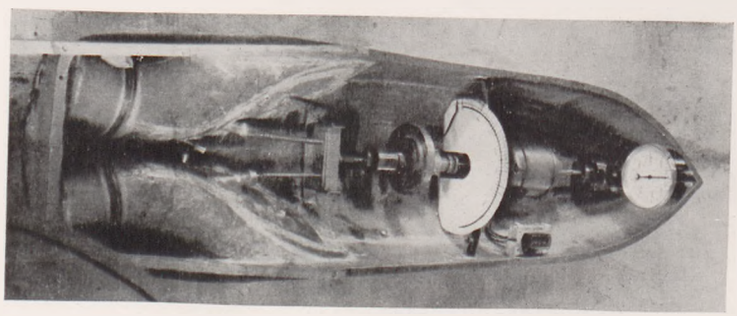


Abb. 1. Modell des Doppeldüsers.

bis dahin im Tank und in der Praxis vorliegenden Ergebnissen mit Einschrauben-Düsen zu erwarten gewesen wäre. Das Modell ist in Abb. 1 dargestellt. Der Antriebsmotor drehte unter Zwischenschaltung einer Drehkraftwaage ein Ritzel, welches mit je einem seitlich daneben liegenden Ritzel in Eingriff stand. Die beiden Schrauben wurden durch je eine biegsame Welle von den beiden seitlichen Ritzeln direkt angetrieben. Die Drehkraftwaage war außerordentlich genau und wurde ständig durch Eichung kontrolliert. Schon bei einem Drehmoment von 100 cmg, entsprechend 1/1000 PS, bewegte sich die Zeigerspitze um etwa 5 mm. Da auch die Strömungsgeschwindigkeit des Wassers im Tank recht genau gemessen werden konnte, war vorerst keine Erklärung für den festgestellten geringen Wirkungsgrad des Doppeldüsers zu finden.

Hier half endlich das an der Technischen Hochschule Hannover wohl zuerst entwickelte Farbverfahren. Vor einem Versuch werden näm-

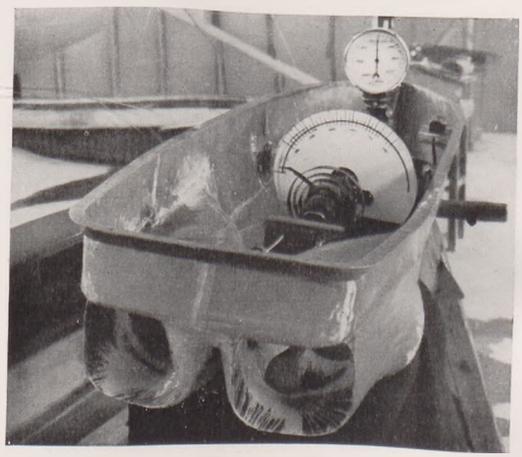


Abb. 2. Strömungsbild im Düsenauslauf.

lich Düse, Schraube und Ruder mit frischer weißer Farbe angestrichen. Hierauf wird das Modell sofort wieder zu Wasser gebracht. Wenn nun für einige Minuten — die Zeit richtet sich nach der Verdünnung der Farbe und nach der Strömungsgeschwindigkeit — ein gleichmäßiger Betriebszustand aufrechterhalten wird, so zeichnet die frische Farbe oft überraschend schön die Richtung und Intensität der Strömung an der benetzten Oberfläche ab. Mit Hilfe dieser Methode ist es eine Kleinigkeit, die genaue Richtung und ungefähr die Stärke der Strömung in der Grenzschicht von Schiffen, Wellenhosen, Wellenböcken usw. festzuhalten. Sie hat sich daher seitdem in Versuchsanstalten und auch in der Praxis schnell eingebürgert.

Beim Modell des ersten Doppeldüsers zeigte z. B. dieser Versuch das zuerst sonderbar anmutende Strömungsbild innerhalb der Düse nach Abb. 2. Man sieht sofort, daß das Strömungsbild der Steuerborddüse ganz anders ist als das der Backborddüse, obwohl beide Schrauben wegen ihres Antriebes gleichen Drehsinn hatten, nämlich von hinten gesehen im Uhrzeigersinn.

Mit dankenswerter Unterstützung von Herrn Dr.-Ing. Kopp, der damals Assistent am Franzius-Institut war, und der sich besonders eingehend mit Farbversuchen befaßt hatte, gelang bald die Deutung dieses Strömungsbildes und damit zugleich die Erkenntnis des Fehlers der hier vorliegenden Konstruktion.

Wie aus der Abb. 1 zu ersehen ist, waren die Düseneinläufe vor den Schrauben gekrümmt. Diese Krümmung genügte, um die bekannten Krümmerwirbel zu erzeugen. In Abb. 3 sind diese Wirbel schematisch dargestellt: In der halben Höhe der Krümmer fließt das Wasser wegen der Zentrifugalkraft nach außen (hier also nach der Schiffsmitte zu), so daß sich 2 Wirbel bilden, ein oberer und ein unterer. Natürlich fließt das Wasser gleichzeitig außerdem durch den Krümmer. In den oberen Abbildungen sind nur die quer zur Durchfluß-

richtung liegenden Komponenten gezeichnet. Man sieht nun ganz klar, daß z. B. im unteren Teil der Steuerbord-Düse der untere Teil des Krümmerwirbels dem Drall des Propellers entgegengerichtet ist; der Farbversuch beweist, daß der Krümmerwirbel trotz des umgekehrt gerichteten Schraubendralles an der Innenwand der Düse in nahezu

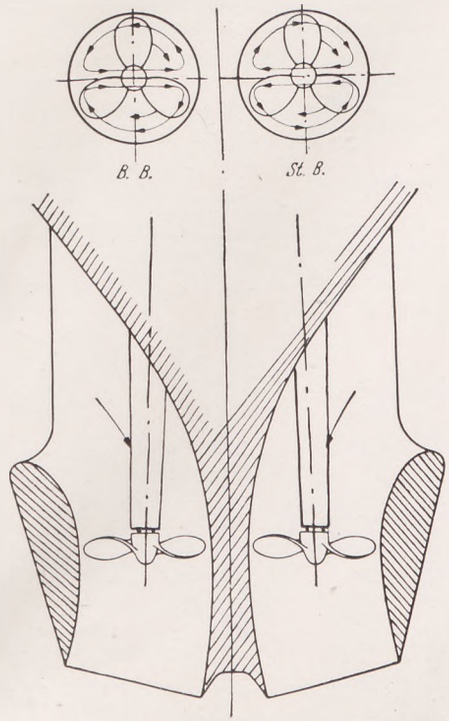


Abb. 3. Lage der Krümmerwirbel.

voller Intensität bestehen bleibt. Im untersten Teil der Backborddüse zeigt aber die Farbe eine starke Drehung im Sinne des Schraubendralles. Auch das ist jetzt klar, da hier Krümmerwirbel und Propellerdrall in gleicher Richtung liegen, sich also gegenseitig verstärken, und zwar derartig, daß etwa in halber Höhe der Düse der Drall vollständig ist, d. h. daß hier überhaupt kein Wasser mehr durchfließt, sondern nur noch rotiert!

Nach dieser Feststellung konnte das Modell leicht verbessert werden: Die Düseneinläufe wurden gerade, also ohne Krümmung,

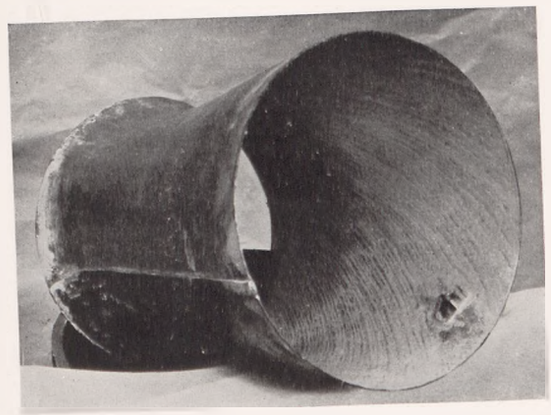


Abb. 4. Strömungsbild bei symmetrischem Einlauf.

hergestellt, so daß die schädlichen Krümmerwirbel vermieden wurden. Sofort zeigten sich dieselben großen Verbesserungen des Gesamtwirkungsgrades wie bei Einschrauber-Düsen.

Die Abb. 4 zeigt ein nach dem Farbverfahren gewonnenes Strömungsbild einer Düse bei geradem Düseneinlauf. Man erkennt den gleichmäßigen Drall, der ausschließlich von der Schraube herrührt.

Zusammenfassung.

Durch den einfachen Farbversuch wurden die Gründe für das anfängliche Versagen einer Neukonstruktion aufgeklärt. Es bestätigte sich die Annahme, daß die etwa schon im Wasser vor Eintritt in den Schraubenkreis vorhandenen Wirbel durch die Schraube nicht aufgelöst werden, sondern sich den von der Schraube erzeugten Wirbeln überlagern.

Kühlschiff „España" der Hamburg-Südamerikanischen Dampfschifffahrts-Gesellschaft.

Von Dipl.-Ing. **Otto Prinzing**, VDI, Hamburg.

Nach vollzogenem Umbau zum Kühlschiff auf der Werft von Blohm & Voss ging Mitte September d. J. Dampfer „España" der H. S. D. G. mit der Bestimmung in See, Gefrierfleisch von Argentinien nach Deutschland zu bringen.

Die Tatsache der Wiederaufnahme der Gefrierfleisch-Einfuhr nach Deutschland mag im allgemeinen zunächst befremden; denn sie scheint sowohl dem Erfordernis unserer Lage wie auch den daraus entsprungenen Bestrebungen, die die Sicherstellung der Volksernährung allein aus eigenen Mitteln zum Ziele haben, zu widersprechen.

Dieser Vorwurf würde jedoch gerade jene Gesichtspunkte übersehen, die unsere neue Gefrierfleischeinfuhr nicht nur erklärlich machen, sondern auch rechtfertigen: einmal ist nämlich eine planmäßige Nahrungsversorgung nicht denkbar ohne eine entsprechende Vorratswirtschaft, und zum andern veranlassen uns zu diesem Schritt gewisse handelspolitische Bindungen, denen zufolge wir gezwungen sind, die Produkte anderer Länder hereinzunehmen, um wiederum unsere Erzeugnisse auf dem Weltmarkt unterbringen zu können.

So traf die deutsche Reichsregierung mit einigen uns befreundeten südamerikanischen Staaten, wie Argentinien, Uruguay und Brasilien, Abmachungen, wonach wir ihnen zunächst für 1937 einige 10 000 t Rindergefrierfleisch in Vierteln auf dem Verrechnungswege gegen unsere Waren abnehmen.

Diese Einfuhr m e n g e ist nach den obigen Gesichtspunkten so bemessen, daß sie in erster Linie zur Sicherstellung unserer Ernährung dient und somit nur in dem Maße erfolgt, als die Belieferung des deutschen Marktes mit deutschem Vieh nicht ausreicht.

Die Gefahr einer Konkurrenz für das deutsche Fleisch ist hiermit gleichzeitig ausgeschaltet. Als Beweis dafür mag die erst kürzlich mit Rücksicht auf die befriedigende Versorgungslage mit Rindfleisch erfolgte Aufhebung der bisher geltenden Beschränkung der Gefrierfleischabgabe dienen. Hierzu bemerkt der wirtschaftspolitische Dienst vom 19. Juni 1937 ganz richtig, daß man diese Maßnahme als einen Erfolg der Erzeugungsschlacht und der Marktordnung ansehen kann, die eine gleichmäßige Versorgung anstreben.

Bei der großen Verbreitung, die das Gefrierfleisch heute gefunden hat, und bei dem hohen Stand der Kältetechnik dürfte es sich erübrigen, an dieser Stelle nochmals darauf hinzuweisen, daß die Qualität des Gefrierfleisches ausgezeichnet ist und der frischen Fleisches auch hinsichtlich des Genußwertes absolut gleichkommt. Die grundlegenden Forschungen von Prof. Dr. Plank und Dr. med. vet. E. Kallert über den Nährwert des Gefrierfleisches haben dies klar und eindeutig bewiesen [1].

Die Wiederaufnahme der Gefrierfleisch-Einfuhr wirkt sich aber nicht allein marktregulierend und handelspolitisch aus, sondern trägt weiter zur Belebung von Schiffbau und Schiffahrt bei.

Deutschland hat noch nie viel Gefrierfleisch eingeführt, in den letzten Jahren war diesbezüglich sogar eine völlige Sperre verhängt. Deshalb ist es nicht verwunderlich, wenn wir zu Beginn der Wiedereinfuhr von Gefrierfleisch anfangs 1936 kein einziges Spezialschiff dafür zur Verfügung hatten und zunächst ausländische Reedereien, die einen großen Park solcher Schiffe besitzen, in Anspruch nehmen mußten und noch müssen. Um so begrüßenswerter ist der Entschluß der H. S. D. G., einige ihrer Schiffe zu Kühlschiffen umzubauen; bedeutet dies doch wieder einen Schritt vorwärts in unserer Unabhängigkeit gegenüber dem Ausland und in der Ersparnis von Devisen.

Wenn auch unsere Kühlschiffe nur alte Schiffe im neuen Gewande sind, so müssen sie doch allen Anforderungen genügen, die man an derartige Spezialschiffe in unseren Tagen stellt. Daher lohnt es sich wohl, sich mit ihren Einrichtungen einmal näher vertraut zu machen.

Die Bauart eines Kühlschiffes und die Wahl der Kühlanlage sind,

[1] K a l l e r t, Dr. E.: Die Konservierung durch das Gefrierverfahren. Berlin 1926. — M a n e s, Prof. Dr. A.: Vom Gefrierfleisch-Weltmarkt. Weltwirtsch. Arch. Bd. X (1917) S. 471 u. ff.

ganz allgemein genommen, weitgehend dem jeweiligen Sonderzweck anzupassen.

Das Kühlgut für Dampfer „España" besteht, wie gesagt, aus Rindergefrierfleisch. Dieses kommt im hartgefrorenen Zustand in Vierteln, die mit einer doppelten Schutzhülle aus Baumwollmull und Jutegespinst überzogen sind, an Bord. Zur sicheren Gewähr für die einwandfreie Anlieferung überprüft ein Versicherungsbeamter durch Stechproben oder Abklopfen mit einem Holzhammer den Fleischzustand [2].

Vor der Übernahme müssen die Laderäume gereinigt, gelüftet und vorgekühlt sein. Um die Kälteverluste auf ein Mindestmaß herabzudrücken, hat man das Ladegut möglichst beschleunigt einzubringen, was eine gute Zugänglichkeit der Laderäume bedingt. Die Tierkörper staut man unter bester Ausnutzung des Laderaumes aufeinander, so daß man je Tonne Fleisch mit 2,65 bis 3 m³ Raumbedarf rechnen kann. Sofern verschiedene Fleischsorten geladen werden, dürfen sie wegen ihrer Geschmacksempfindlichkeit nicht durcheinandergestellt werden. Eine Lüftung während der Fahrt ist nicht erforderlich, doch ist bei der Stauung dafür Sorge zu tragen, daß die Luft in den Räumen gut umlaufen kann [3].

Während des Seetransportes ist die Temperatur in den Laderäumen nach Dr. Kallert auf —8° bis —10° C zu halten. Damit ein Auftauen während der Reise verhindert wird, ist eine Zuladung anderer Waren von höherer Temperatur zu vermeiden. Ebenso besteht für das Kühlgut Gefahr, wenn beim Beladen oder Löschen Kohlen oder sonstige staubende Güter übergenommen werden; dabei setzen sich leicht Staubkörner auf der Oberfläche des Fleisches an, gefrieren mit dem beim Verladen sich niederschlagenden Wasser und können so ganze Partien genußuntauglich machen [2].

Dieser kurze Hinweis auf die Eigenschaften des Kühlgutes dürfte genügen, um zu zeigen, daß — neben den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften — in erster Linie die Art des Kühlgutes die Projektierung der gesamten Anlage in ihren Grundzügen bestimmt. Außerdem spielen in unserem Falle die Rücksichtnahme auf den vorhandenen Schiffskörper und die in ihn eingebaute Maschinenanlage sowie Zeitknappheit eine entscheidende Rolle.

Der Ladeplan, Abb. 1, gibt Aufschluß über die Hauptabmessungen und den Gesamtaufbau des Schiffes. Die Räume II und V sind vom Doppelboden bis zum Hauptdeck und Raum IV bis zum zweiten Deck für das Kühlgut bestimmt und umfassen insgesamt 6 860 m³, gemessen auf Innenkante Isolierung = 6 400 m³ oder 225 900 Kubikfuß, gemessen auf Innenkante Isolierung abzüglich Rohrschlangen, Grätinge und Deckstützen. Es können somit ca. 2 300 t Kühlladung untergebracht werden.

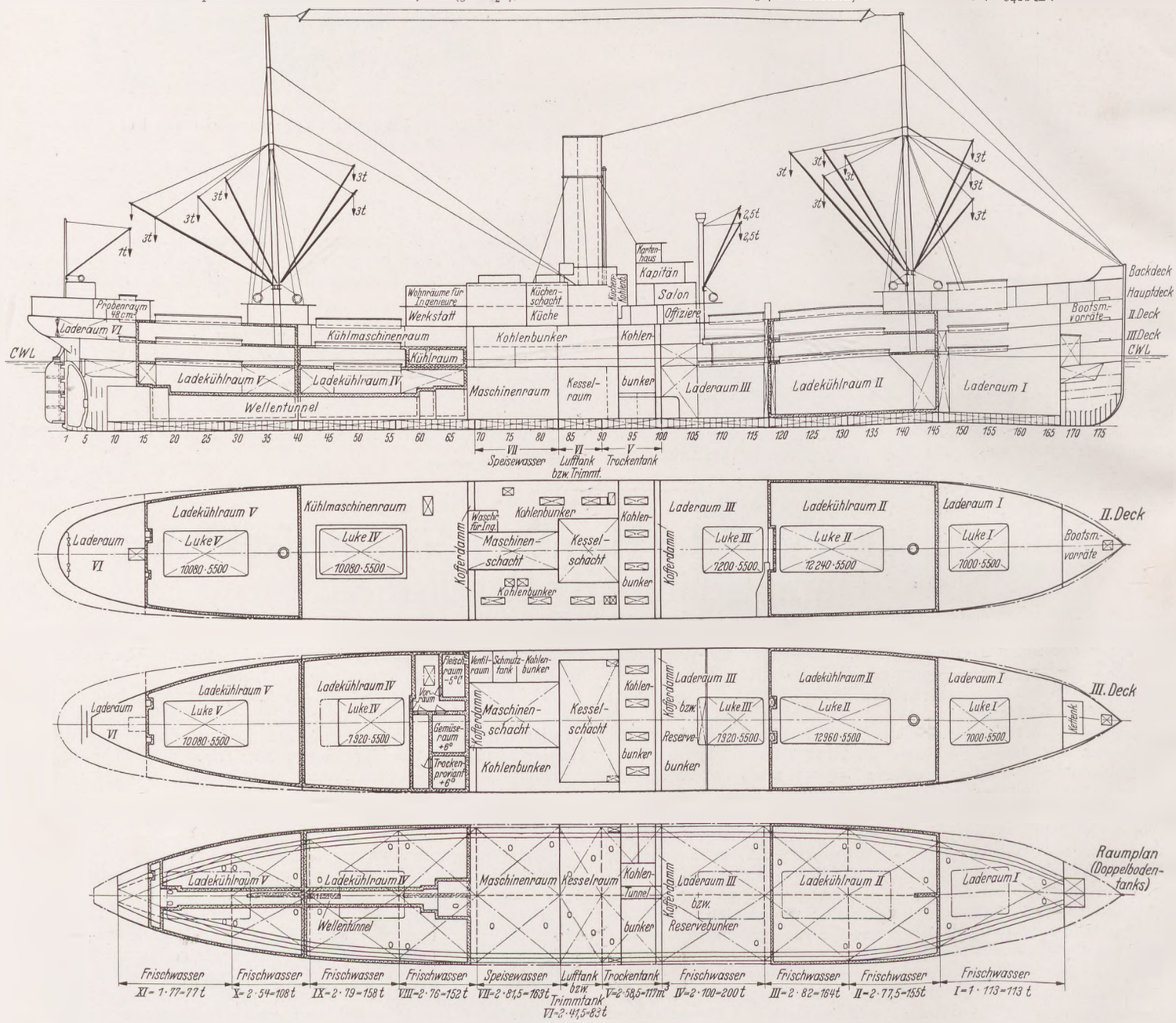
Abb. 1. Frachtdampfer „España". Ladeplan.

Abmessungen:

Länge zw. P. P.	125,58 m (412'),
Breite auf Spanten	16,75 m (54' 11½"),
Breite a. Wulsten	18,35 m (60' 2½"),
Seitenhöhe bis Hauptdeck	11,80 m (38' 8½").

Abmessungen;

Tiefgang beladen (bei SBG-Sommerfreibord)	8,458 m (27' 9")
Gesamtinhalt aller Laderäume (gemessen auf Innenkante Isolierung, abzüglich Rohrschlangen, Grätinge, Deckstützen)	6400 m³.



[2] Leberl, Adalbert: Die Entwicklung des internationalen Handels mit Gefrier- und Kühlfleisch. Diss. 1933.

[3] Williams, Llewellyn: The Design and Construction of Refrigerated Ships. Marine Engng. 1924 S. 713 u. ff.

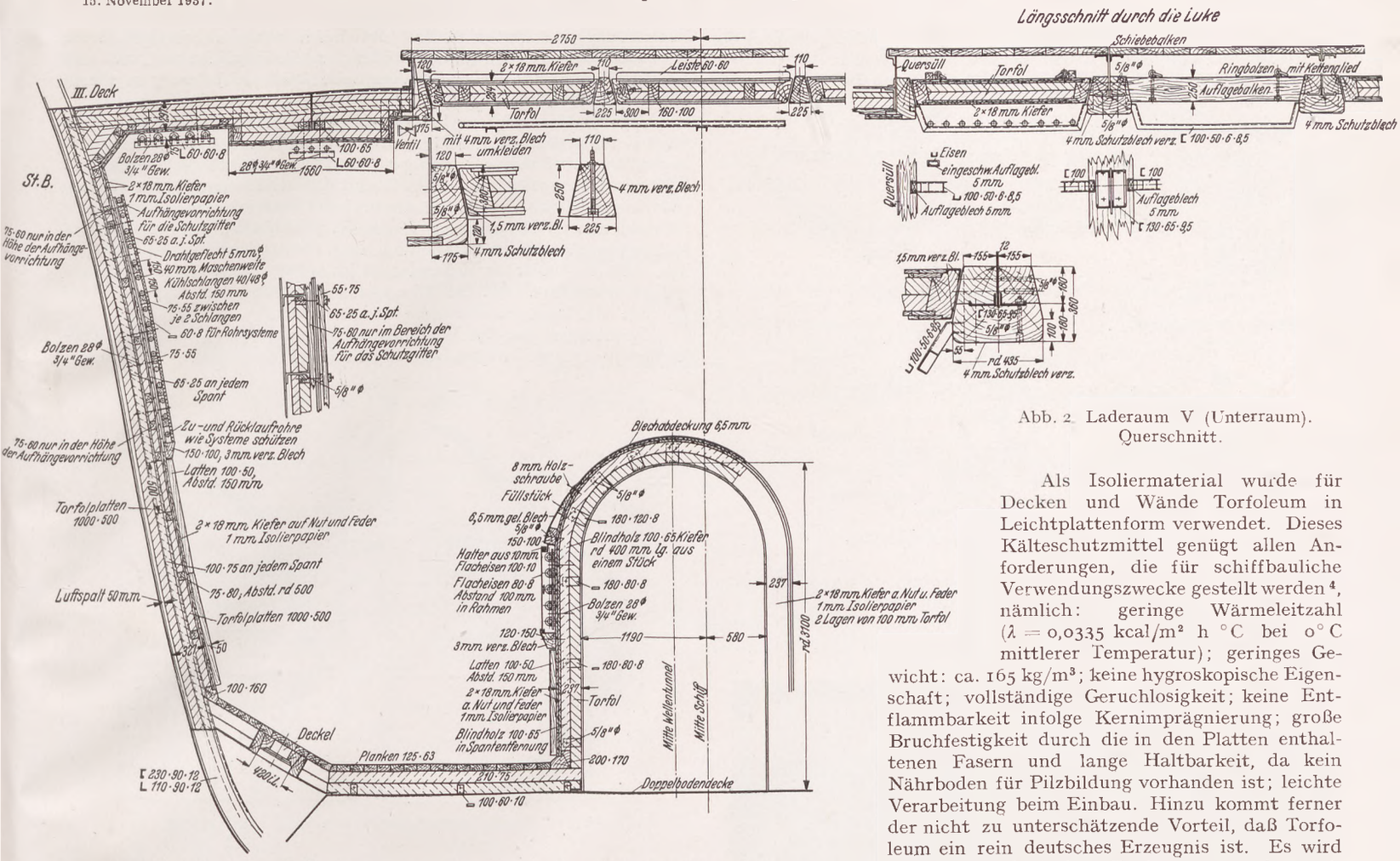


Abb. 2. Laderaum V (Unterraum). Querschnitt.

Als Isoliermaterial wurde für Decken und Wände Torfoleum in Leichtplattenform verwendet. Dieses Kälteschutzmittel genügt allen Anforderungen, die für schiffbauliche Verwendungszwecke gestellt werden [4], nämlich: geringe Wärmeleitzahl (λ = 0,0335 kcal/m² h °C bei 0° C mittlerer Temperatur); geringes Gewicht: ca. 165 kg/m³; keine hygroskopische Eigenschaft; vollständige Geruchlosigkeit; keine Entflammbarkeit infolge Kernimprägnierung; große Bruchfestigkeit durch die in den Platten enthaltenen Fasern und lange Haltbarkeit, da kein Nährboden für Pilzbildung vorhanden ist; leichte Verarbeitung beim Einbau. Hinzu kommt ferner der nicht zu unterschätzende Vorteil, daß Torfoleum ein rein deutsches Erzeugnis ist. Es wird nämlich aus deutschem Torf gewonnen, der nach einer wasserabweisenden Kernimprägnierung unter starkem Druck zu Platten gepreßt wird [5].

Die Ausführungsweise der Raumisolation illustrieren die Pläne auf den Abb. 2 und 3. Zu ihrer näheren Erläuterung mögen folgende Angaben von Einzelheiten dienen:

Die Doppelbodendecke und Bilgen erhielten 2 Lagen Torfoleum in einer Gesamtstärke von 200 mm mit darauffolgender Kiefernholzabdeckung, die auf Lagerhölzern befestigt ist. Zum Schutze der Ladung werden dann noch Lastrippen im Abstand von ca. 300 mm aufgelegt. Die Außenhaut steht nicht direkt mit der Isolierschicht in Verbindung: zwischen beiden liegt ein schmaler Luftraum, der lediglich Torfolauflagestreifen für die äußere Torfollage enthält. Es folgen hierauf 3 Lagen Leichtplatten von zusammen 240 mm Stärke, alle gut fugendicht verarbeitet mit verspachtelten Stoßfugen. Davor befindet sich eine doppelte Nut- und Federverschalung, 18 mm dick, mit zwischengelegtem Isolierpapier. Nach dem gleichen Prinzip sind die Querschotten, die unteren Decksflächen und der Wellentunnel isoliert; nur daß bei letzterem der Luftraum fortfällt und zum Schutze der Isolierung verzinktes Eisenblech vorgesehen wurde.

Die oberen Decksflächen in den Zwischendecks wurden an der Außenhaut und den Schotten mit einem 1 m breiten Streifen kalfaterten Decksbelag aus Kiefernholz ausgestattet und die verbleibende Fläche mit Lattengrätingen aus Tannenholz belegt. Das Oberdeck hat Holzbeplankung. Stützen, Lüfter und sonstige Rohre umhüllt Expansit-Korkschrot, eingefaßt mit verzinktem Eisen-

[4] Bleicken u. Gramoll: Ladungskühlanlagen. Werft Reed. Hafen 1 (1929) S. 6 u. ff.

[5] Lage, Dr. Hans: Die Vorteil guter Schiffsraumisolierungen. Werft Reed. Hafen 7 (1925) S. 171 u. ff.

Abb. 3. Doppelboden-, Decks- und Außenhautisolierung.

blech (Abb. 4 u. 5). Die Lukendeckel, 160 mm dick isoliert, sind schräg eingepaßt und abgedichtet. Zu beiden Seiten wurde das Isoliermaterial durch zweifache Nut- und Federverschalung abgedeckt,

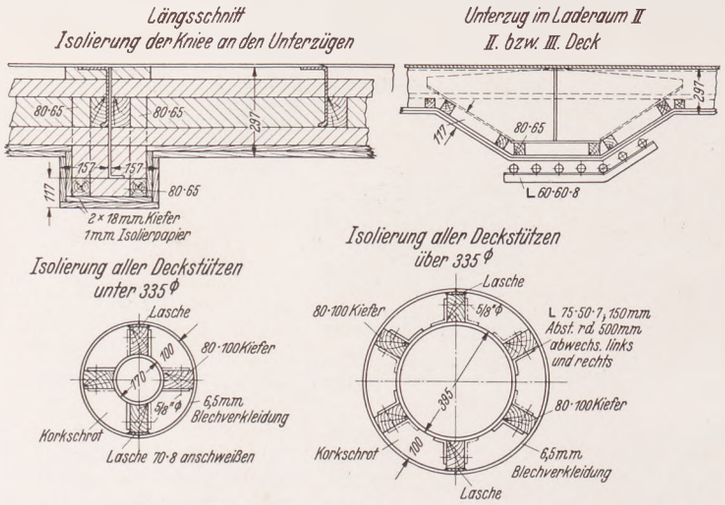


Abb. 4. Unterzug- und Deckstützenisolierung.

während die Zwischenräume zwischen isoliertem und gewöhnlichem Deckel im Oberdeck mit Sägespänen aufgefüllt werden.

Zum Zwecke der Konservierung erhielten die zu isolierenden Eisenflächen vor dem Anbringen der Isolierung nach gründlicher Reinigung

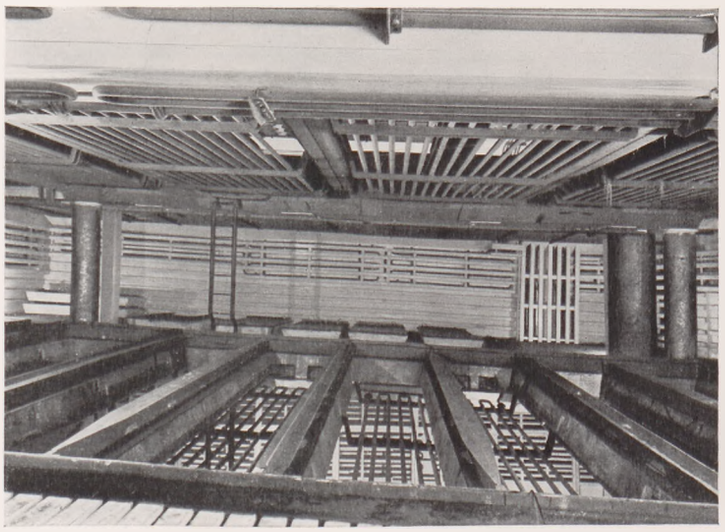


Abb. 5. Ansicht eines Ladekühlraumes (Zwischendeck).

einen Schutzanstrich, bestehend aus einem Grundanstrich und einem in heißem Zustand aufgetragenen Decksanstrich. Die gesamte Holzverschalung wurde mit einem viermaligen Spezialfarbenanstrich versehen. Schließlich sei noch erwähnt, daß die Kühlsysteme an den Seiten der unteren Räume durch starkes verzinktes Drahtgeflecht von handlichen, losnehmbaren Flächenabschnitten geschützt werden.

Alle nicht in gekühlten Räumen liegenden Solezu- und -rücklaufleitungen wurden mit imprägnierten Expansit-Korkschalen isoliert; wo mehrere solche Rohre zu einem Bündel zusammengefaßt sind, wie z. B. bei der vorschriftsmäßigen Doppelverlegung der Soleleitung im Bereiche der Kohlenbunker, sind jene in einem Holzkanal verlegt, dessen Zwischenräume eine Masse aus Korkschrot mit Kitt ausfüllt. Schließlich sei noch die zur Überwachung der Kühlladung dienende Meßeinrichtung erwähnt: hierfür wurden in jedem Ladekühlraum an 4 geschützten Stellen Peilthermometer angebracht, deren Einführungsrohre ebenfalls gut isoliert und so eingebaut sind, daß kein Wasser hineingelangen und daher auch keine Eisbildung in ihrem Innern erfolgen kann.

Zur Bestimmung der Wirksamkeit der ganzen Isolierung wurde nach Fertigstellung der Kühlräume ein Kühlversuch ausgeführt. Es herrschte dabei warme, sonnige Witterung. Sämtliche Luken und Lüfter waren verschlossen. An Hand der erhaltenen Raum-Temperaturkurven (Abb. 6) läßt sich deutlich die Einstrahlung in den oberen Räumen erkennen, ferner der Einfluß des Kühlmaschinenraumes, des Wellentunnels usw. und schließlich auch die Auswirkung des Umstandes, daß die isolierten Lukendeckel im ersten Deck nicht mit Sägespänen ausgefüllt und die Lukenkühlschlangen von Raum IV im II. und III. Deck nicht angeschlossen waren.

Im übrigen hat das Versuchsresultat in jeder Hinsicht voll befriedigt und die geforderte Leistungsfähigkeit der Anlage erwiesen.

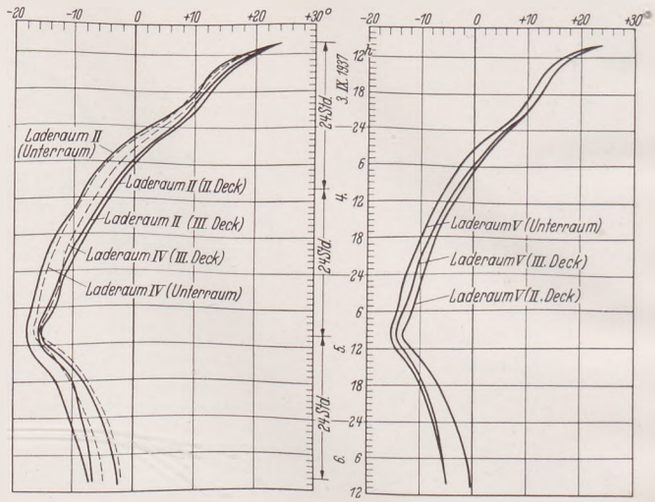


Abb. 6. Raum-Temperaturkurven vom Kühlversuch.

Auf Grund der eingangs erwähnten Erfordernisse, die das Kühlgut stellt, ferner der Ladekühlraumgröße und der Reederei-Vorschrift auf eine 16stündige tägliche Betriebszeit (im ungünstigsten Fall) legte man die Kälteerzeugungsanlage auf eine Leistung von insgesamt 255 000 kcal/h aus bei 30° C Seewasser und —20° C Verdampfungstemperatur; damit ist die vorgeschriebene Temperatur auch bei Tropenfahrt gewährleistet.

Was nun den Aufstellungsort der Kühl- und zugehörigen Hilfsmaschinen und Behälter anlangt, entschloß man sich, sie im ersten Zwischendeck des Laderaumes IV unterzubringen. Gegen eine Aufstellung unten im Schiff, anschließend an den Maschinenraum, sprach vor allem das Hindernis des Wellentunnels, der die Anlage unweigerlich in 2 Teile geteilt und somit unübersichtlich und schwer bedienbar gemacht hätte, und weiterhin der Umstand, daß die Raumisolierung

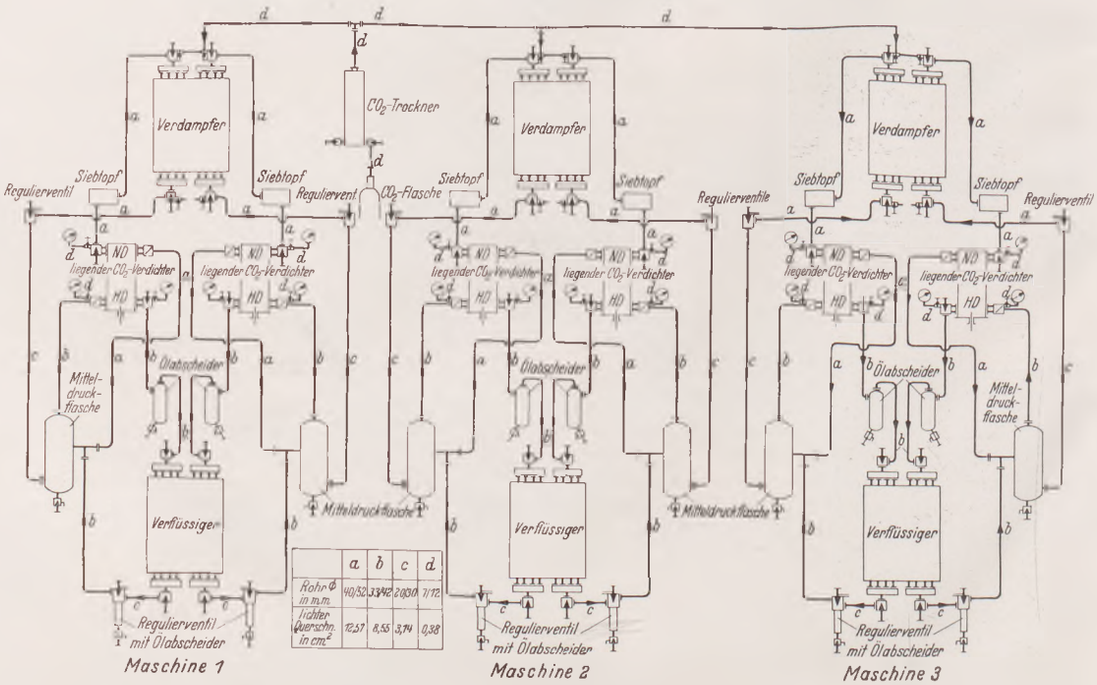


Abb. 7. CO_2-Schema.

erst nach Einbringung der Maschinen hätte vorgenommen werden können. Der dadurch entstehende Zeitverlust war aber infolge der vereinbarten sehr kurzen Lieferfrist nicht tragbar.

Bei der Wahl des zu verwendenden Kühlsystems fiel die Entscheidung auf eine CO_2-Anlage, Bauart Astra-Niemeyer, mit zweistufiger Kompression und Zwischenkühlung (Abb. 7, CO_2-Schema). Dieses Verfahren eignet sich bekanntlich besonders für Betriebsverhältnisse, wo man mit warmem Kühlwasser und Verdampfungstemperaturen von —10° bis —20°C und noch tiefer zu arbeiten hat; beides Momente, die ein Gefrierfleisch-Kühlschiff, das die Tropen passiert, vereinigt [6].

ventile sind derart angeordnet, daß bei einem eventuellen Bruch Ventilteile nicht in den Zylinder fallen können; auch wurde dafür gesorgt, daß CO_2-Verluste durch die Sicherheitsventile ausgeschlossen sind. Die Stopfbuchsen sind mit Metallpackung ausgerüstet und das Triebwerk samt den Zylindern mit automatischer Schmierung versehen.

Jeder Kompressor erhielt als Antrieb eine Verbund-Dampfmaschine mit Hoch- und Niederdruckzylindern. Zu dieser Lösung des Antriebsproblems zwang allein schon der kurze Ablieferungstermin, der jede größere Änderung an Kessel- und Maschinenanlage verbot. Der Betriebsdruck beträgt, entsprechend dem Kesseldruck, 14 atü, die

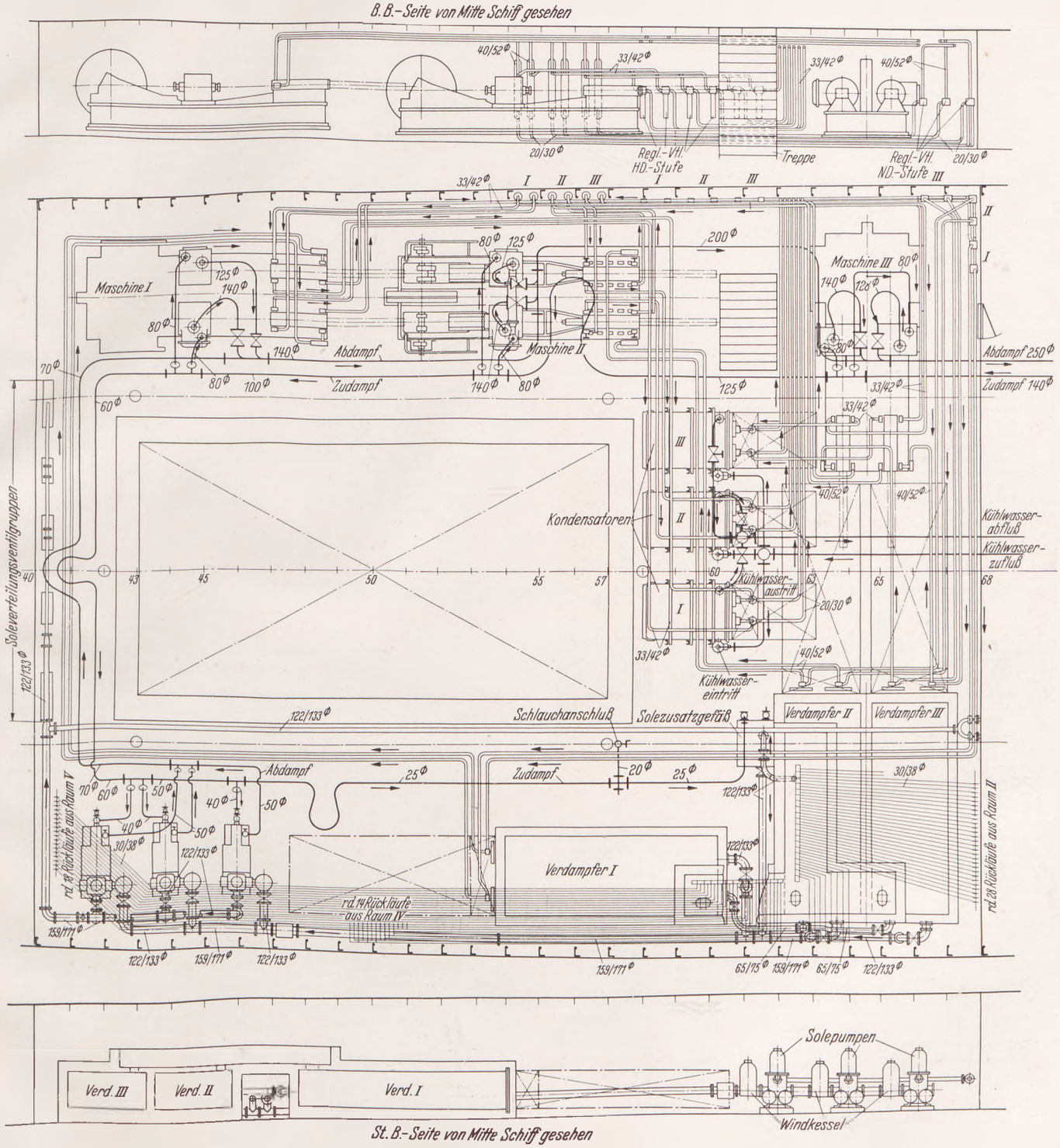


Abb. 8. Maschinen-Anordnung und Leitungen im Kühlmaschinen-Raum.

Aus Abb. 8 ersieht man die Anordnung der Kühlanlage selbst, die folgende Teile umfaßt:

1.) 3 liegende Duplex-Kältemaschinen von je 85 000 kcal/h-Leistung mit je 2 doppeltwirkenden CO_2-Verdichter-Zylindern aus geschmiedetem Stahl mit den Abmessungen $\frac{115 \times 125}{400}$ und einer Drehzahl n = 90 U/min. Die zugehörigen stählernen Saug- und Druck-

maximale Dampfeintrittstemperatur 300° C und der Gegendruck 1,5 atü. Damit auch erforderlichenfalls mit einer Maschinenhälfte allein gefahren werden kann, wurden die Kurbelwellen zweiteilig hergestellt.

Die Leistungsregulierung der HD.-Dampfzylinder erfolgt durch Veränderung ihrer Füllung von Hand.

Ein besonderes Augenmerk richtete man auf die Verwertung des anfallenden Abdampfes (ca. 1000 kg/h und Maschine), die ebenfalls ohne einschneidende Änderung an der bestehenden Anlage zu erfolgen hatte. Welche Wege dazu eingeschlagen wurden, läßt Abb. 9 erkennen.

[6] Pohlmann, W.: Taschenbuch für Kältetechnik. — Drescher, M.: Über die zweistufige Schiffskühlmaschine mit Zwischenkühlung. Werft Reed. Hafen 16 (1925) S. 468.

Danach sind in der Hauptsache folgende Fahrweisen möglich:

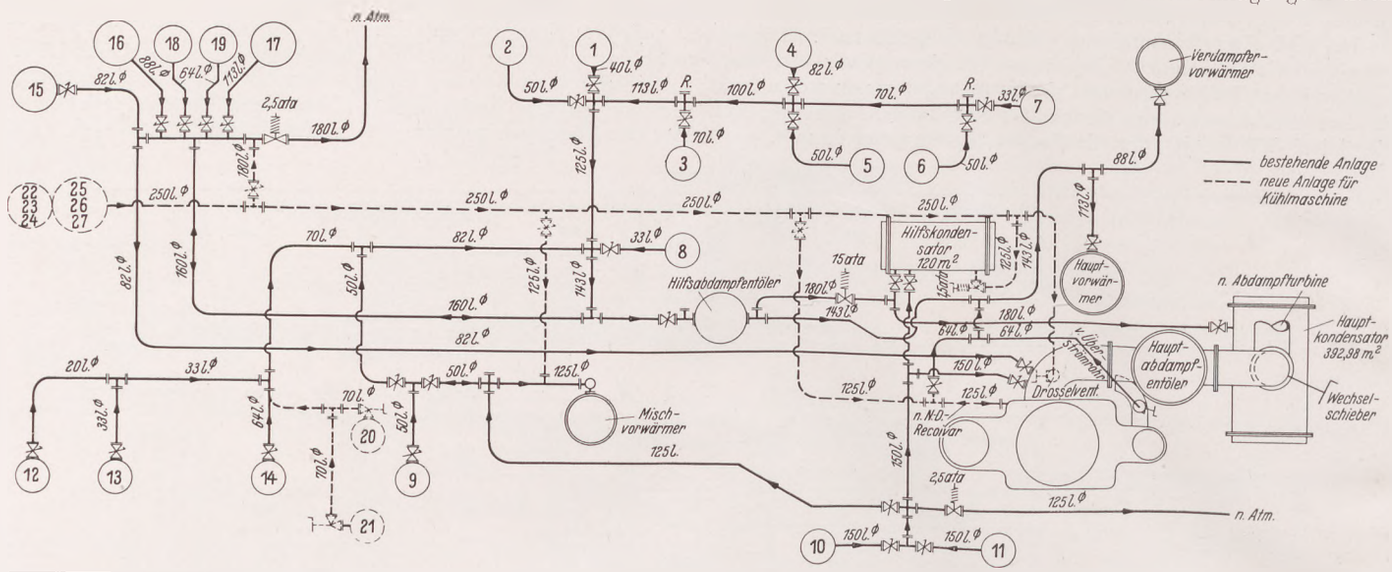
A. Kühlmaschinen laufen während der Marschfahrt:

a) Hauptmaschine in Betrieb:

1. Der Kühlmaschinen- und Solepumpen-Abdampf geht in den entweder nach Turbine oder nach Kondensator direkt geleitet, je nachdem die Abdampfturbine in Betrieb ist oder nicht.

B. Hafenbetrieb:

Der Abdampf der Kühlmaschinen-Anlage geht nach Hilfs-



Nr.	Benennung	Bemerkung
1	Lenzpumpe	
2	Ballastpumpe	
3	Hauptkühlwasserpumpe	
4	Hilfsspeisepumpe	
5	Hauptspeisepumpe 1	
6	Hauptspeisepumpe 2	
7	Aschheißwinde	
8	Drehvorrichtung	
9	Gebläsemaschine	
10	Lichtmaschine 1	
11	Lichtmaschine 2	
12	Trinkwasserpumpe	
13	Reserve-Trinkwasserpumpe	früher Kühlwasserpumpe
14	Eismaschine	ist ausgebaut

Nr.	Benennung	Bemerkung
15	Rudermaschine	
16	Winden von H.-Schiff	
17	Winden von V.-Schiff	
18	Kohlenwinde B.-B.	
19	Kohlenwinde St.-B.	
19a	Schmierölpumpe für Abdampf-Turbine	ist ausgebaut
20	Kühlwasserpumpe 1	,, ,,
21	Kühlwasserpumpe 2	neu eingebaut
22	Solepumpe 1	,, ,,
23	Solepumpe 2	,, ,,
24	Solepumpe 3	,, ,,
25	Eismaschine 1	,, ,,
26	Eismaschine 2	,, ,,
27	Eismaschine 3	,, ,,

Abb. 9. Schematische Anordnung der Abdampfleitungen.

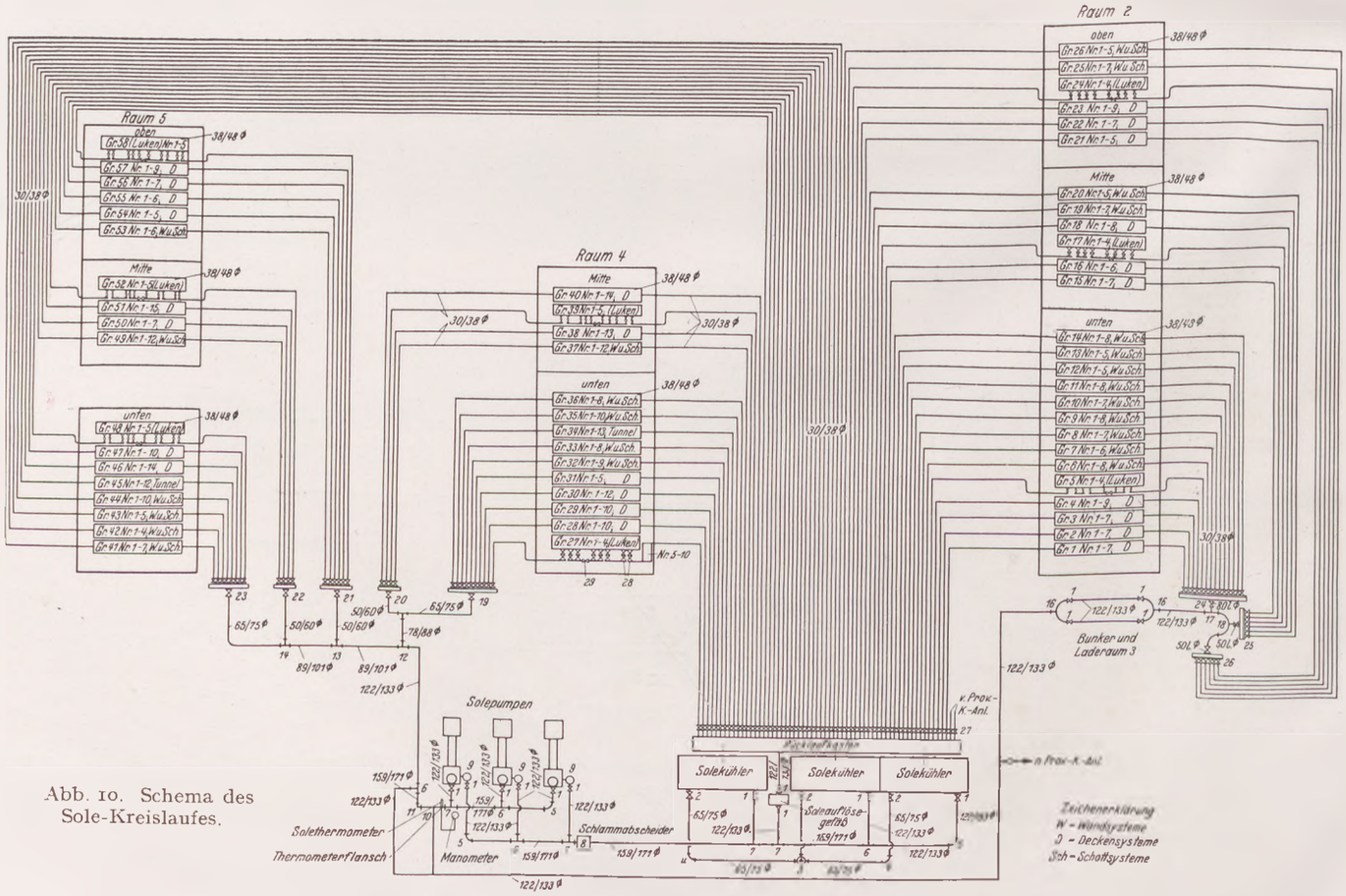


Abb. 10. Schema des Sole-Kreislaufes.

ND-Receiver, wird also noch zur Arbeit im ND-Zylinder herangezogen und geht von dort, falls die Abdampfturbine eingeschaltet ist, in die Turbine oder sonst direkt in den Kondensator.

2. Ist das Ventil nach ND-Receiver geschlossen, wird der Abdampf kondensator oder, wenn dieser bei Windenbetrieb überlastet würde, nach Hauptkondensator.

Der in die allgemeine Abdampfleitung gelangende Abdampf dient zu Vorwärmzwecken.

Selbstverständlich verringert sich der Dampfverbrauch der Kühlmaschinen, wenn sie auf Kondensator oder Turbine arbeiten, infolge des geringeren Gegendruckes.

Man kann wohl sagen, daß mit den vorgesehenen Schaltmöglichkeiten nichts unversucht gelassen wurde, um die bestmögliche Wärmewirtschaftlichkeit unter den gegebenen Umständen zu erzielen.

Als zur Kühlanlage gehörend, wurden ferner eingebaut:

2.) 3 Tauchverflüssiger (Kondensatoren) mit einer Leistung von je 85 000 kcal/h, bestehend aus starkwandigen schmiedeeisernen Behältern. Innerhalb der Gefäße sind kräftige nahtlose Kupferrohrschlangen verlegt, deren Enden außen durch Verteiler und Sammelstücke miteinander verbunden sind. Je ein Sicherheits-Ventil, Bruchplatten und ein Standrohr sind als Sicherheitsorgane angebracht. Zinkplatten dienen als Korrosionsschutz. Die Kühlfläche eines jeden Kondensators beträgt 64 m².

3.) 2 Kühlwasserpumpen für die CO_2-Kondensatoren, ausgebildet als stehende Duplex-Dampfpumpen mit einer Fördermenge von je 240 m³/h. Eine Pumpe dient jeweils zur Reserve.

4.) 3 Solekühler, ähnlicher Bauart wie die der Tauchverflüssiger, in genieteter Ausführung und mit je einem Solestandsanzeiger versehen. Im Innern sind die nahtlosen Stahlrohr-Verdampferschlangen untergebracht, deren Kühlfläche je 91 m² beträgt.

Dazu ein für alle 3 Solekühler gemeinsamer Sole-Sammeltank (Rücklauftank). Jede der von ihm nach den Solekühlern gehende Ablaufleitung kann abgesperrt werden, so daß die einzelnen Solekühler sich jederzeit leicht überholen lassen.

5.) 3 Sole-Pumpen, ausgeführt als liegende Duplex-Dampfpumpen mit einer Fördermenge von je 50 m³/h und einer Förderhöhe von etwa 30 m. Eine der 3 Pumpen dient wieder als Reserve.

6.) Um Soleverluste ersetzen zu können, ist in der Nähe der Kühlmaschinen ein genügend großer Sole-Zusatztank aus Eisenblech aufgestellt, in dem Sole zum sofortigen Gebrauch bereitgehalten werden kann. Eine Dampfleitung zum Beheizen des Behälters ist vorgesehen. Dadurch wird er auch zum Auftauen der Sole benutzbar, was den Vorteil bietet, daß im Bedarfsfalle nicht immer die ganze im Verdampfer-Behälter befindliche Solemenge angewärmt zu werden braucht.

In den Laderäumen insgesamt etwa 15 000 m nahtlose schmiedeeiserne Kühlschlangen-Rohre mit 38/48 mm Durchmesser. Sie sind an den Decken und Wänden angebracht und unter sich gehaltert, und zwar die Deckensysteme mit Winkel- und die Wandsysteme mit Flacheisen.

Zur Veranschaulichung des Solekreislaufes möge das abgebildete Soleschema dienen (Abb. 10). Daraus geht hervor, daß der Solekreislauf jedes Raumes zwecks bequemer Regulierung und Kontrolle in einzelne Gruppen unterteilt ist, deren Sole-Rückläufe am Sammeltank ihren sichtbaren, mit einem Absperr-Ventil versehenen Austritt haben. Letztlich wäre zu erwähnen die in der Sole-Druckleitung der Ladungskühlanlage eingebaute Abzweigung nach den Proviant-Kühlräumen. Diese können nämlich dadurch während des Betriebes der großen Kühlanlage von ihr mitgekühlt werden.

Im Anschluß an die Beschreibung der Kühlanlage dürften noch die Hauptdaten der Kessel- und Maschinenanlage interessieren.

Die Kesselanlage besteht aus 3 Flammrohrkesseln (mit Howdenzug) von je 270 m²-Heizfläche. Der Kesseldruck beträgt 14 atü, die Dampftemperatur 300° C.

Als Schiffs-Antriebsmaschine ist eine 3fach-Expansions-Kolbendampfmaschine eingebaut von den Abmessungen

$$\frac{722 \times 1155 \times 1884}{1400};$$

ihre Leistung beträgt 2 700—2 800 PSi.

Die nachgeschaltete Abdampfturbine von 8 Stufen hat eine Drehzahl von 3 200/min. Bei einem Vakuum von 96% leistet sie 400 PS.

Das Schiff soll eine Reisegeschwindigkeit von 11—12 kn entwickeln.

Zusammenfassung.

Beschreibung der Ladungskühlanlage des Dampfers „España". Vorangehend werden die Gründe für die Wiedereinfuhr von Gefrierfleisch nach Deutschland und die Eigenschaften des Kühlgutes sowie die Maßnahmen, die dessen Seetransport erfordert, dargelegt.

Beitrag zu den Festigkeitsfragen des Schiffskörpers.

Von Dr. **W. Dahlmann**, Hamburg.

Die Aufgabe der Festigkeitsforschung im Schiffbau besteht in der Gewinnung von Grundlagen für die rechnerisch-konstruktive Ausbildung der Verbände. Ihr Ziel ist die Erreichung einer bis zu den ungünstigsten Belastungen möglichst gleichmäßigen und der Höhe nach erfahrungsgemäß zulässigen Materialanstrengung in allen Verbänden. Die nachfolgenden Ausführungen liefern einen Beitrag zu der Frage, wie weit dieses Ziel erreicht ist, insbesondere bei großen Schiffen, und welche Probleme es aufwirft.

Nach den Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften ist für die Konstruktion des Längsverbandes die Leitzahl $L \cdot (B + H)$ sowie das Verhältnis $L : H$ maßgebend. Letzteres muß berücksichtigt werden, da bei konstanter Leitzahl, also den Vorschriften nach gleichen Materialstärken, durch Veränderung von Breite und Höhe Schiffe von verschiedener Festigkeit möglich sind. Das breite und flache Schiff wird schwächer, das schmale und hohe stärker als der in den Tabellen der Bauvorschriften zum Ausdruck kommende Mittelwert. Für den Einfluß der Variationsmöglichkeit dieser Abmessungen erhält man einen ersten zahlenmäßigen Anhalt durch Berechnung eines kastenförmig gedachten — also „idealisierten" — Eindeckers. Bei gleichmäßiger Wandstärke δ wird das Widerstandsmoment des Querschnittes

$$W = \frac{\delta \cdot H}{3} \cdot (H + 3\,B)\,.$$

Mit einem Vergleichsbiegungsmoment von $\frac{D \cdot L}{30}$ liefert beispielsweise die Leitzahl $L \cdot (B + H) = 84 \cdot 19 = 1596$ für die Werte $L : H = 10$ und 14 mit den vorgeschriebenen Freiborden, für das schmale Schiff bei $D = 5600$ t Verdrängung 2,14 m und für das breite bei $D = 5420$ t 1,04 m, folgende Höchstspannungen:

$L : H = 10$

$$\sigma = \frac{5600 \cdot 84}{30 \cdot 1{,}34} = 1170 \text{ kg/cm}^2\,,$$

$L : H = 14$

$$\sigma = \frac{5420 \cdot 84}{30 \cdot 1{,}08} = 1400 \text{ kg/cm}^2\,.$$

Bei verschiedener Breite der Decksöffnungen kann die Differenz noch größer werden.

Für einen tatsächlichen Eindecker (Glattdecker) von etwa $L = 56{,}1$ m und der Leitzahl $L \cdot (B + H) = 723$ liefert eine gleichartige Rechnung mit den vom Germanischen Lloyd für die Verhältnisse $L : H = 10$ bis 14 vorgeschriebenen Materialstärken die in Tabelle 1 und Abb. 1 angegebenen Werte.

Tabelle 1.

$\delta = 0{,}78\,, \qquad \alpha = 0{,}82\,.$

Nr.	L : M	B in m	M in m	T in m	D in t	M in mt	W in m³	σ in kg/cm²
1	10	7,3	5,59	4,73	1510	2824	0,317	890
2	10,8	7,7	5,19	4,39	1485	2777	0,297	930
3	11,7	8,1	4,79	4,04	1440	2693	0,265	1000
4	12,8	8,5	4,39	3,68	1370	2562	0,248	1030
5	14,1	8,9	3,99	3,33	1295	2422	0,231	1050

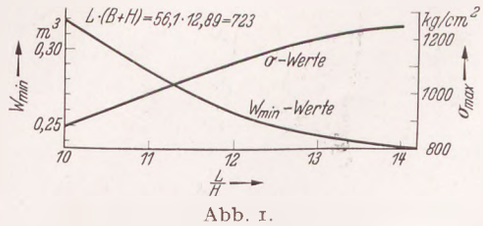


Abb. 1.

Ein gewisser Ausgleich der Spannungsdifferenzen erfolgt dadurch, daß mit abnehmendem Tiefgang die δ-Werte praktisch kleiner werden und damit die Verdrängungen geringer. Andrerseits ist aber mit der Abnahme der Tiefgänge ein Fallen des Momentenfaktors, der gleichmäßig mit 30 angenommen war, verbunden. Beide Einflüsse werden sich mehr oder weniger ausgleichen. Die Werte $L \cdot (B + H)$ und $L : H$ allein kennzeichnen somit nicht alle Faktoren, welche an der Beanspruchung des Längsverbandes mitwirken. Daher wird bei großen Schiffen der Ausbildung des Längsverbandes die übliche

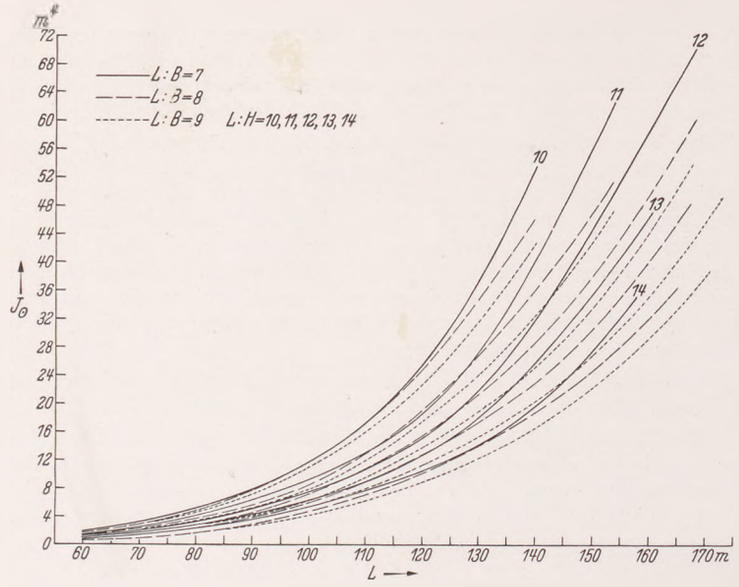


Abb. 2a.

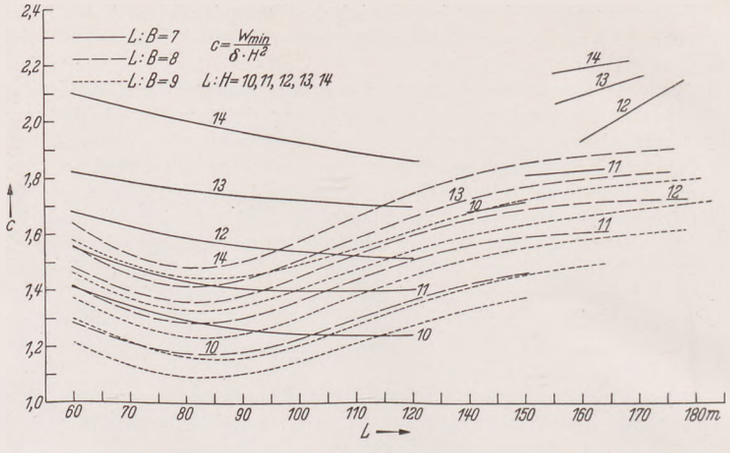


Abb. 2d.

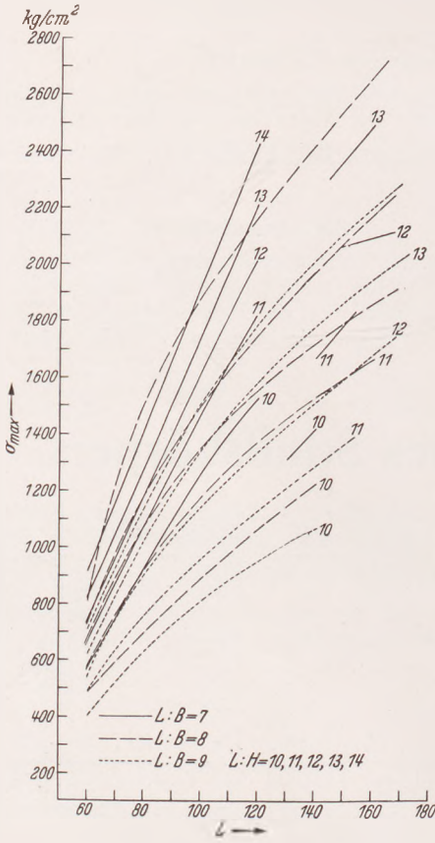


Abb. 2b.

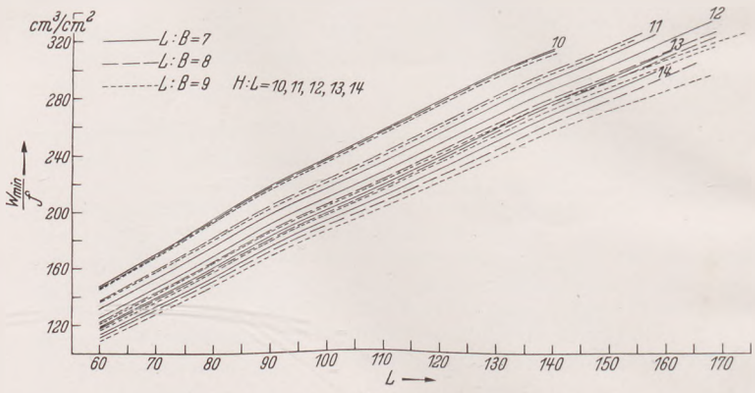


Abb. 2e.

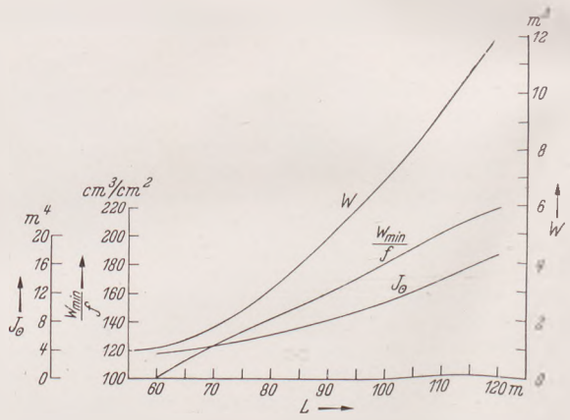


Abb. 2f.

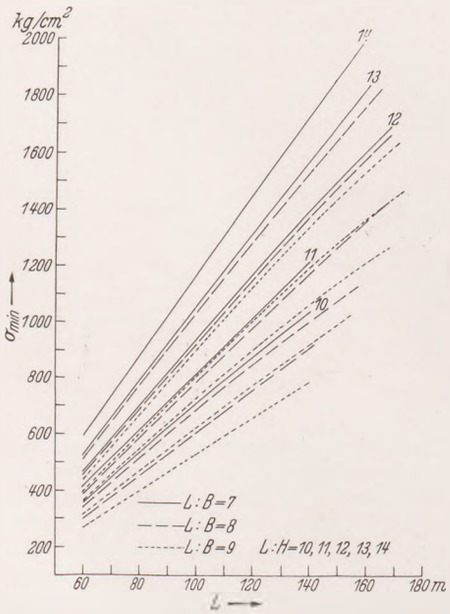


Abb. 2c

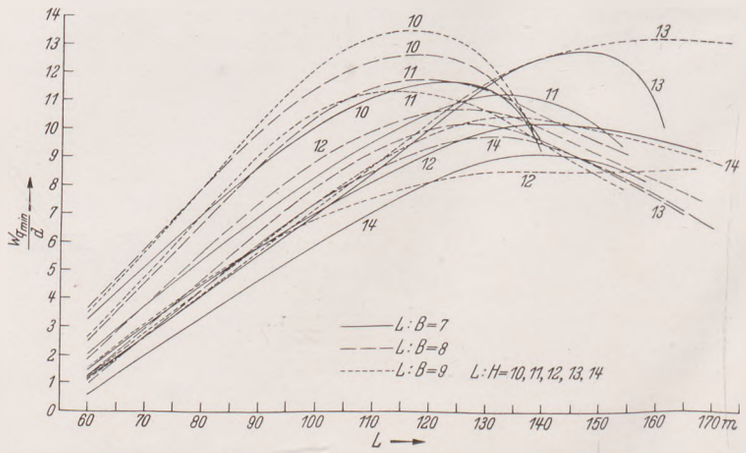


Abb. 2g.

Abb. 2. Festigkeitsdaten nach Bauvorschriften des G. L.

statische Längsfestigkeitsrechnung zugrunde gelegt[1], was auch im Sinne der Klassifikationsgesellschaften zu sein scheint, da sie ihre Tabellen nur bis Schiffslängen von etwa 180 m führen. Diese Längsfestigkeitsrechnung hat insbesondere dadurch konstruktiven Wert erhalten, daß sie, wie Horn[2] nachgewiesen und die „San Franzisko"-Meßfahrt der S.T.G.[3] bestätigt hat, in ihrem Ergebnis praktisch auch die dynamischen Einflüsse hinreichend berücksichtigt.

Eine für den konstruktiven Fortschritt entscheidende Frage ist nun, welche Beanspruchungen die nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften gebauten Längsverbände im Betrieb tatsächlich erleiden. Infolge der vielfachen statischen Unbestimmtheit des Schiffsverbandes ist diese Frage rein rechnerisch nicht zu beantworten. Die bei den Festigkeitsrechnungen übliche Aufteilung des ganzen Schiffsraumverbandes in Längs- und Querverband ist nur durch die Schwierigkeit seiner einheitlichen mathematischen Behandlung gerechtfertigt. Die starke gegenseitige Beeinflussung der beiden Verbände ergibt sich nicht nur aus theoretischen Überlegungen, sondern auch aus Festigkeitsmessungen am fahrenden Schiff[4]. Die Einheit beider Verbände zeigt sich besonders bei kleineren Schiffen. Kein Schiffbauer wird beispielsweise den Verband eines Fischdampfers nach einer Längsfestigkeitsrechnung entwerfen. Bei größeren Schiffen dagegen ist die getrennte Längs- und Querfestigkeitsrechnung zunehmend gerechtfertigt, da die zugehörigen Belastungen einzeln ausgeprägter auftreten.

Zu der Frage der Materialanstrengung aus den Betriebsspannungen tritt nun — wie Unfälle der letzten Zeit gezeigt haben — das Problem der Vorspannung im Material, über welche sich die Betriebsspannung lagert. Die tatsächliche — also absolute — Materialanstrengung kann nur mittels umfassender systematischer Versuche klargestellt werden. Die dazu erforderliche Systematik und Meßtechnik hat Dr.-Ing. P. Maack in einer grundlegenden Arbeit dargelegt[5].

Um einen Überblick über die Festigkeitsverhältnisse im Längsverband entsprechend den Bauvorschriften des Germanischen Lloyd zu erlangen, wurden für 110 Schiffe von verschiedenen Abmessungen die Festigkeitsdaten bestimmt. Die Ergebnisse sind in den Schaubildern der Abb. 2 wiedergegeben. Alle untersuchten Schiffe haben die Werte $\delta = 0{,}76$ und $T : B = 0{,}45$. Die Festigkeitsdaten wurden ermittelt für die Verhältnisse $L : B = 7 = 8 = 9$ und für die Verhältnisse $L : H = 10 = 11 = 12 = 13 = 14$.

Abb. 2a zeigt die Werte für die äquatorialen Trägheitsmomente J des Hauptspantes. Man erkennt, daß diese Momente von den Werten L : B und L : H sowie in höherer Potenz von L abhängen. Für diese Abhängigkeit ergibt sich funktional in erster Annäherung nach der Biegungsformel

$$\sigma = \frac{M}{\frac{J}{e_0 \cdot H}} = e_0 \cdot H \cdot \frac{D \cdot L}{C \cdot J} = \frac{e_0 \cdot H \cdot L^2 \cdot B \cdot T}{C \cdot J}.$$

Hierin ist e_0 der Abstand der oberen Faser von der neutralen Zone und C der Biegungsmomentenfaktor (Mittelwert 30). Es folgt

$$J = \frac{e_0 \cdot B \cdot H \cdot T \cdot \delta}{C \cdot \sigma_{zul}} \cdot L^2 = \frac{T \cdot \delta \cdot e_0}{\left(\frac{L}{B}\right) \cdot \left(\frac{L}{H}\right) \cdot C \cdot \sigma_{zu}} \cdot L^4.$$

Abb. 2b zeigt die maximalen Biegungsspannungen unter der Annahme eines Biegungsmomentes im Hauptspant von $\frac{D \cdot L}{30}$. Aus dem Diagrammblatt ersieht man, daß die von den Klassifikationsgesellschaften rechnungsgemäß zugelassenen Biegungsspannungen im Längsverband mit der Schiffslänge zunehmen. Setzt man für das kleinste Widerstandsmoment im Hauptspant $W = c \cdot \delta \cdot H^2$, wo δ die Stärke der Außenhaut in Mitte Seitenhöhe ist, so ergibt sich

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{D \cdot L}{C \cdot c \cdot \delta \cdot H^2} = \frac{B \cdot T \cdot \delta}{C \cdot c \cdot \delta} \cdot \left(\frac{L}{H}\right)^2,$$

wonach die Spannungen mit der 2. Potenz des Verhältnisses $\left(\frac{L}{H}\right)$ zunehmen.

Abb. 2c enthält die Werte für die Biegungsspannungen in der unteren Gurtung in Abhängigkeit von der Schiffslänge. Der Verlauf ist angenähert linear.

Abb. 2d veranschaulicht den Widerstandsmomentenfaktor c entsprechend dem Ansatz $W = c \cdot \delta \cdot H^2$. Der Faktor schwankt zwischen den Werten 1,4 bis 2.

Abb. 2e zeigt mit dem spezifischen Widerstandsmoment $\frac{W_{min}}{F}$ die Ausnutzung des Hauptspantquerschnittes hinsichtlich seines Formwiderstandes. Die Abhängigkeit von der Schiffslänge ist linear.

Abb. 2f gibt einige Festigkeitswerte für Eindeckschiffe nach den Bauvorschriften des Brit. Lloyd von 1910.

Abb. 2g gibt mit dem $\frac{W_q}{d}$-Werten ein Kriterium für die Querfestigkeit. W_q ist das Widerstandsmoment des Spantträgers, d der Spantabstand, $\frac{W_q}{d}$ also das spezifische Widerstandsmoment des Spantsystems pro Einheit der Schiffslänge. Der Einfluß der wasserdichten Querschotten auf die Querfestigkeit ist dabei — wie in den Bauvorschriften der Klassifikationsgesellschaften — nicht berücksichtigt.

Aus diesen Schaubildern ersieht man auch, wie schwer die oft versuchte Aufstellung eines Standardmaßes für die Längsfestigkeit ist.

Zur Frage der im Längsverband zulässigen Biegungsspannung, die nach dem Diagramm mit der Schiffsgröße zunimmt, ist folgendes zu sagen: Das im Hauptspant wirkende Biegungsmoment ist die Differenz der Einzelmomente aus Gewicht und Auftrieb im Seegang. Das Auftriebsmoment hängt von der Wellenform ab, und bei dem üblichen Ansatz: Wellenlänge gleich Schiffslänge kann von Seiten der Auftriebsmomente mit zunehmender Schiffsgröße eine Verringerung nur eintreten, wenn die Wellenhöhen mit den Wellenlängen verhältnismäßig abnehmen, was auch der Fall ist. Ferner sind die Gewichtsmomente der Zuladungen bei den großen Fahrgast- und Frachtschiffen über die Schiffslänge gleichförmiger verteilt als bei kleineren und mittleren Schiffen. Weiter ist zu berücksichtigen, daß die Aufbauten der großen Schiffe nicht voll im rechnungsgemäßen Widerstandsmoment des Hauptspantes berücksichtigt werden, bei hoher Belastung des Längsverbandes jedoch zum Tragen herangezogen werden, womit das effektive Widerstandsmoment größer als das rechnungsgemäße wird. Die „Mauretania" hatte über dem Festigkeitsdeck noch zwei ausgebaute Decks, die „Normandie" hat vier.

Die Frachtschiffe auf den großen amerikanischen Seen, die ein L : H bis 18 und mehr haben, werden für die Lage auf zwei Wellen von je halber Schiffslänge berechnet. Der kleinste Biegungsmomentenfaktor wird C = 24 bei der Lage des beladenen Schiffes H.P., Mitte und V.P. im Wellental (vgl. „Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers" 1929).

Schließlich ist noch darauf hinzuweisen, daß der Einfluß der örtlichen Beanspruchung des Längsverbandes durch Seeschlag den Hauptbiegungsbeanspruchungen gegenüber um so kleiner wird, je größer das Schiff ist. Mit wachsender Schiffsgröße wird also die Biegungsbeanspruchung in der langen Welle zunehmend die Hauptbeanspruchung des Längsverbandes und bestimmt mit der Vorspannung die Materialanstrengung.

Diesen Zusammenhängen Rechnung tragend, sind auch funktionale Zusammenhänge zwischen Schiffslänge und zulässiger Biegungsbeanspruchung aufgestellt worden. Nach Biles kann gesetzt werden $\sigma_{zul} = 850 + 2{,}5 \cdot L_{in\,m}$. Diese Formel ergibt für die „Normandie" etwa 1600 kg/cm², was ziemlich genau dem Biegungsmoment $\frac{D \cdot L}{30}$ entspricht. Nach Murray[6] ist zu setzen

Schiffstyp	zulässige Spannung Zug	Druck
Große Schnelldampfer	1400 kg/cm²	1125 kg/cm²
Fracht- und Fahrgastdampfer von 120 bis 150 m Länge . .	1260 „	950 „
Kleine Frachtdampfer	740 „	600 „
Kanaldampfer	700 „	600 „
Zerstörer	1400 „	1125 „

Thomas[7] gibt für Vergleichszwecke folgende Grenzwerte an:

Schiffslänge 30 m $\sigma_{zul} = 850$ kg/cm²
„ 180 „ „ = 1550 „

Nach Abell[8] sind folgende Beanspruchungen zulässig:

Schiffslänge in m	60	95	125	150	180	210	240	270	300
σ_{zul} in kg/cm²	950	1020	1100	1180	1260	1350	1420	1500	1575

Die Daten entsprechen der Formel

$$\sigma = 787 \cdot \left(1 + \frac{L}{305}\right) \quad \begin{matrix} L \text{ in m} \\ \sigma \text{ in kg/cm}^2 \end{matrix}.$$

Der hiermit gegebene Verlauf der zulässigen Spannung als Funktion der Schiffslänge ist in Abb. 3 dargestellt.

[1] Vgl. die Ausführungen über die konstruktive Entwicklung des Hauptspantes der „Queen Mary" in Shipbuild. and Shipp. Rec. vom 25. März 1937, S. 366/367.

[2] Die dynamischen Wirkungen der Wellenbewegung auf die Längsbeanspruchung des Schiffskörpers. Berlin: Julius Springer 1910.

[3] Jb. Schiffbautechn. Ges. 1934.

[4] Vgl. Aufsatz des Verfassers: Werft Reed. Hafen 22, 1933, S. 315.

[5] Maack, Dr.-Ing. P.: Kritische Betrachtungen und Vorschläge für Festigkeitsmessungen am Schiff. Hamburg: Verlag Boysen und Maasch.

[6] Murray: Strength of Ships. London 1916.

[7] Thomas: Inst. of Eng. and Shipbuilders of Scotland 1925.

[8] Abell: Institution of Naval Architects 1916.

Konstruktiv interessiert beim Entwurf das im Hauptspant notwendige Widerstandsmoment des Längsverbandes. Hierfür wurde vom Load-line Committee für Schiffe mit maximal L : H = 13,5 das Standard-Widerstandsmoment festgelegt nach der Formel

$$W = k \cdot B \cdot T .$$

Für den Faktor k wird für englische Maße angegeben

Schiffslänge in Fuß . .	360	400	440	480	560	600	600
Faktor k	10,5	12,5	14,6	16,8	19,2	21,7	24,6

Für die „Queen Mary" wurde in Fortführung der Tabellenwerte der Wert k = 60,8 angenommen (Abb. 3).

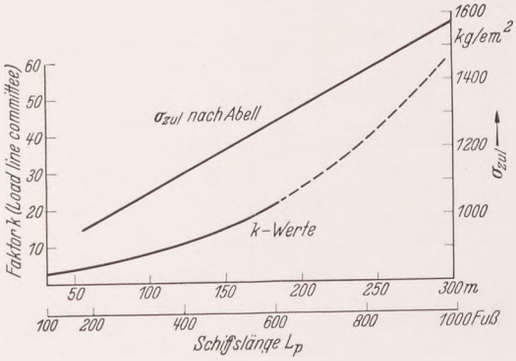


Abb. 3.

In der Formel fällt auf, daß der Tiefgang und nicht die die Steghöhe des Längsträgers kennzeichnende Seitenhöhe vorkommt. Aus diesem Grunde hat der Verfasser schon früher vorgeschlagen, das Widerstandsmoment durch die vorher bereits erwähnte Annäherungsformel $W = c \cdot \delta \cdot H^2$ festzulegen. Hierin kennzeichnen δ als Dicke der Außenhaut die Stegdicke, H als Seitenhöhe die Steghöhe des Längsträgers und der Faktor c den Einfluß der Decks und des Bodens auf die Steggurtungen. Werte für c, das für gleiche Typen konstant ist, sind in der Tabelle 2 angegeben. Da nun gesetzt werden kann

$$W = \sigma \cdot M = \sigma \cdot \frac{D \cdot L}{C},$$

so ergibt sich vom Standpunkt der Längsfestigkeit aus als notwendige Seitenhöhe

$$H = \sqrt{\frac{D \cdot L}{c \cdot C \cdot \delta \cdot \sigma_{zul}}}.$$

Nach englischen Angaben ist die notwendige Dicke der Außenhaut angenähert bestimmt durch die Formel

$$\delta = 0{,}085 \cdot L + 5 \quad (L \text{ in m}, \ \delta \text{ in mm}) .$$

Damit ergibt sich für die aus Festigkeitsgründen notwendige Seitenhöhe die Annäherungsformel

$$H = \sqrt{\frac{D \cdot L \cdot 1000}{C \cdot c \cdot (0{,}085 \cdot L + 5) \cdot \sigma_{zul}}}.$$

Das mit der Schiffsgröße proportionale Anwachsen der rechnungsgemäß zulässigen Biegungsspannungen trifft nun, wie Tabelle 2 zeigt, für die Schiffe oberhalb der Leitzahlgrenze L · (B + H) nicht mehr zu. Die auf das Moment $\frac{D \cdot L}{30}$ bezogenen Vergleichsspannungen bewegen sich von den Größen der „Cap Arcona" bis zur „Normandie" in dem Bereich 1400 bis 1600 kg/cm². Daß auch Beträge unterhalb dieser Grenze vorkommen, zeigt beispielsweise die „Hamburg"-Klasse, welche mit der rechnungsgemäßen Längsbeanspruchung von maximal 1350 kg/cm², daher vom Festigkeitsstandpunkt aus ohne weiteres um ein nicht unerhebliches Maß verlängert werden konnte.

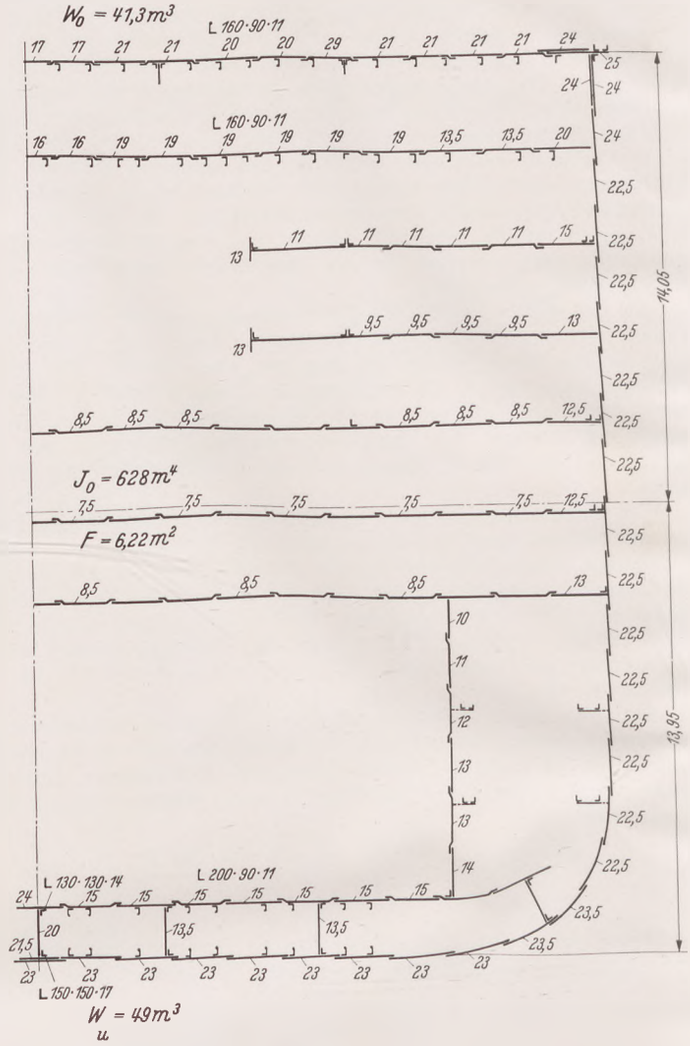


Abb. 5.

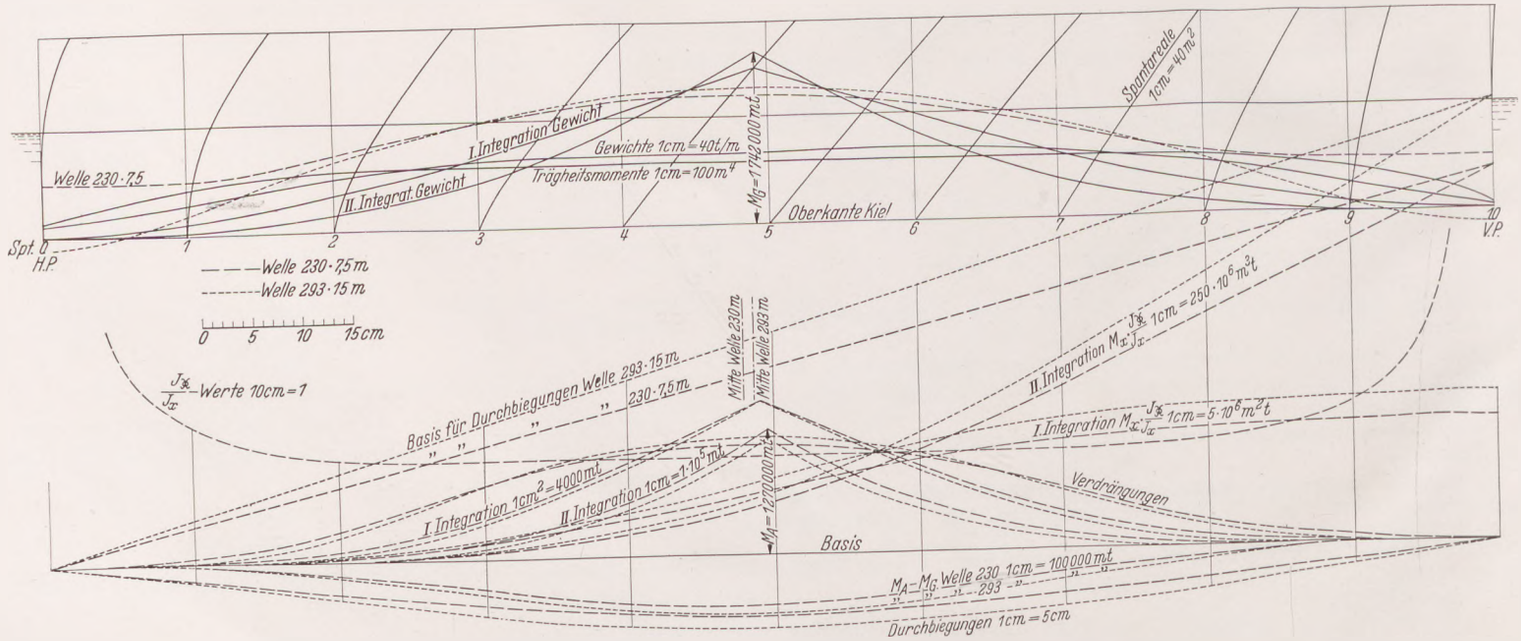


Abb. 4.

Tabelle 2. Festigkeitsdaten gebauter Schiffe.

Schiff Verdrängung Tiefgang	L_p H in m	$\frac{L}{H}$	Hauptspant F m^2	 I_0 m^4	 $\frac{W_0}{W_u}$ m^3	$\frac{W_{min}}{F}$ $\frac{cm^3}{cm^2}$	$\frac{D \cdot L}{C}$ für C = 30 mt	$\frac{\sigma_0}{\sigma_u}$ in kg/cm²	$f = \frac{W}{T \cdot B}$	$c = \frac{W_{min}}{\delta \cdot H^2}$	Spantabstand cm	C nach Rechnung	Beplattung Seite mm	 Boden mm	Wq $\frac{cm^3}{cm}$
„Queen Mary" 78 640 t; 11,84 m	294,3 28,19	10,43	—	—	54 —	—	771 400	1470	0,13	2,33	91,4	29,16	29	30,5	9,9
„Normandie" 67 500 t; 11,16 m	293,2 28	10,5	6,22	628	41,3 49,0	664	660 000	1600 1350	0,11	2,34	92	29,16	22,5	23	6,52
„Vaterland" 63 900 t; 11,73 m	276,15 25,48	10,8	5,71	511	37,1 43,9	650	590 000	1590 1340	0,10	2,20	91,5	27,5	26	30	10,4
„Imperator" 60 200 t; 11,28 m	268,2 25,45	10,5	5,43	476	34,6 40,7	650	538 000	1550 1320	0,10	2,1	85	27,9	26	28	—
„Europa" 56 000 t; 10,25 m	270,7 24,2	11,2	4,5	400	31,4 34,4	700	505 000	1600 1460	0,10	2,07	90	—	26	28	7
„Rex" 45 900 t; 9,83 m	257,9 24,308	10,6	—	390	30,1 34,0	—	395 000	1310 1160	0,10	1,64	80	32	19	20,6	5,7
„Conte di Savoia" 40 000 t; 9,3 m	244,1 in WL 24,35	10	3,77	315	23,6 30,3	610	325 500	1420 1080	0,085	2,1	95	27,8	18,5	24	—
„Mauretania" 38 600 t; 10,22 m	231,64 18,90	12,3	4,07	243	20,6 33,3	510	320 000	1600 970	0,075	2,2	81,3	29,6	25,4	26,7	7,45
„Ile de France" 40 000 t; 9,75 m	231 24,45	9,45	4,06	290	21,13 27,02	520	310 000	1460 1150	0,079	1,9	81,3	27	20	23	6,40
„Columbus" 42 000 t; 9,75 m	228,4 22,16	10	3,78	226	18,14 21,55	480	320 000	1760 1500	0,073	1,6	84	—	24	24	7,8
„Empress of Britain" 41 300 t; 9,753 m	222,5 23,77	9,37	4,15	320	25,2 29,8	607	306 000	1210 1030	0,086	2,0	99	29,46	22,86	24,4	9,1
„George Washington" 37 100 t; 10,3 m	212,6 19,46	10,9	3,68	172	16,5 19	445	263 000	1600 1400	0,061	1,74	78	33	25	24	8
„Hamburg" 31 500 t; 9,88 m	195 21,82	8,4	3,15	185	15,3 18,6	410	205 000	1340 1100	0,066	1,53	84	—	21	21	6,3
„Kronprinz. Cecilie" 31 200 t; 8,46 m	207 16,35	12,6	3,22	120	13,7 16,6	426	215 000	1590 1300	0,074	2,44	76	29	21	21	13
„Cap Arcona" 29 000 t; 8 m	195 19,5	10	2,9	153	13,8 17,8	410	188 500	1390 1060	0,067	1,82	84	—	20	21	4
„Cap Polonio" 28 000 t; 8,9 m	193,7 16,07	12,05	2,63	102	10,9 15,2	415	180 100	1650 1190	0,056	2	78	40	20,7	21	5
Dampfer auf den amerik. Seen 19 300 t; 6,1 m	183 10,06	18,2	—	27,9	5,0 6,3	—	117 700	2300 1800	0,04	—	Lgsspt.	52	Längsfestigkeitsrechnung für Schiff auf 2 Wellen		
„Svealand" 30 000 t; 9,48 m	167 13,41	12,5	—	57,1	8,05 8,19	—	167 000	2100 2040	0,038	2,28	Lgsspt.	41	19,8	21,15	—
„Potsdam" 23 500 t; 8,85 m	182 19,05	9,6	2,46	118	10,3 15	420	142 500	1380 950	0,052	1,5	90	—	19	20,5	3,9
„Kungsholm" 26 700 t; 8,84 m	176,8 17,88	10	2,57	121	11,9 15,2	460	157 500	1320 1040	0,057	1,91	86,5	—	19,5	20	4,4
T.S. „Zoppot" 21 900 t; 8,41 m	160 14,93	10,7	1,95	43	5,4 8,7	300	117 000	2000 1300	0,032	1,4	Lgsspt.	—	17,8	18,8	—
T.S. „Persephone" 18 200 t; 7,988 m	143,135 10,82	13,23	1,9	25,2	4,7 4,3	250	86 850	1850 2000	0,032	2,49	Lgsspt.	—	16,75	16,75	—
Erz-D. „Odin" 13 740 t; 7,19 m	131,5 10,45	12,6	1,25	25,54	4,22 5,8	340	60 230	1430 1040	0,033	2,5	76	—	15,5	16	8,9
Fr.-D. „Hindenburg" 17 100 t; 8,3 m	142,4 13,03	10,9	1,5	36	4,7 6,3	310	81 200	1730 1300	0,032	1,7	72	—	17,5	17,5	—
„Königin Luise" 1930 t; 3 m	86,0 7,2	12	0,56	4	0,87 1,40	157	5 504	640 320	0,023	1,7	63	—	10	10	1,6

Die Daten sind der Fachliteratur entnommen bzw. aus den dort angegebenen Daten und Zeichnungen errechnet.

Zur Gewinnung der Festigkeitswerte der größten Schiffslängen wurde die „Normandie" an Hand der veröffentlichten Daten[9] nachgerechnet. Die statische Längsfestigkeitsrechnung wurde für verschiedene Wellenlängen und -höhen durchgeführt. Aus den veröffentlichten Deckplänen wurden die Linien rekonstruiert, womit die Momente der Auftriebskräfte ermittelt werden konnten. Zunächst wurde das Moment für die Belastung errechnet, für welche die Biegungsspannungen angegeben sind. Aus dem veröffentlichten Hauptspant wurde das kleinste Widerstandsmoment (obere Gurtung) zu 41,3 m³ berechnet. Aus der Beziehung

Biegungsmoment = Gewichtsmoment — Auftriebsmoment = $\sigma \cdot W$

folgt $M_{Gew} = M_{Auftr.} + \sigma \cdot W$.

Für die der Werftrechnung zugrunde gelegte trochoidale Welle von 230 m Länge und 7,5 m Höhe ergibt sich bei 67 500 t Verdrängung entsprechend 11,16 m Tiefgang ein Auftriebsmoment von 1 235 250 mt. Da als rechnungsgemäß größte Spannung in der obersten Faser 1227 kg/cm² angegeben werden, folgt somit als Gewichtsmoment

$M_{Gew} = 1\,235\,250 \text{ mt} + 12\,270 \cdot 41{,}3 = 1\,742\,000 \text{ mt}$.

Damit konnten die Biegungsmomente bei verschiedenen Wellenformen ermittelt werden. Es ergeben sich dann die Daten der Tabelle 3.

Die Rechnung ist in Abb. 4 wiedergegeben. Abb. 5 zeigt den im Längsverband tragenden Hauptspantquerschnitt.

Es ergibt sich, daß den veröffentlichten Spannungsangaben ein Biegungsmoment von 4092 000 mt entsprechend dem Wert $\frac{D \cdot L}{40}$

[9] Shipbuild. Shipp. Rec. Sonderheft 1937.

Tabelle 3.

Wellenabmessungen Länge m	Höhe m	L:H	Biegungsmoment mt	C	Spannungen ob. Faser kg/cm²	unt. Faser kg/cm²
230	7,5	30,65	492 000	40,2	1227	968
230	9,6	24	577 000	34,3	1437	1136
230	12,2	18,85	677 000	29,2	1680	1330
293,2	9,6	30,6	497 000	39,9	1240	980
293,2	12,2	24	552 000	35,8	1375	1087
293,2	15	19,5	577 000	34,3	1430	1136

zugrunde gelegt worden ist. Es ist also anscheinend bei der „Normandie" konstruktiv mit einem Biegungsmoment kleiner als der Mittelwert $\frac{D \cdot L}{30}$ gerechnet worden.

Der Vollständigkeit halber wurden auch die Durchbiegungen nach bekanntem Verfahren ermittelt, wobei die Kurven der Trägheitsmomente und der Gewichte sinngemäß angenommen wurden und für E der Wert 1 800 000 kg/cm² eingesetzt wurde (vgl. Abb. 4).

Die Daten der Tabelle 3 zeigen, daß für das Auftreten des maximalen Biegungsmomentes keineswegs die Bedingung: Wellenlänge gleich Schiffslänge notwendig ist. Im Gegenteil, die etwas kürzere Welle als die Schiffslänge wird dieses Maximalmoment hervorrufen, und zwar wird die Verkürzung um so größer anzunehmen sein, je schärfer die Schiffsenden sind. Diese Frage der jeweils ungünstigsten Wellenlänge sei für eine besondere Arbeit zurückgestellt.

Bei gewöhnlichen Schiffen tritt die größte Längsspannung bekanntlich bei der Lage des Schiffes auf einem Wellenberg in der oberen Gurtung auf. Die gleichzeitig in der unteren auftretende Druckspannung hat Veranlassung gegeben zu einem angeblichen Knickproblem, welches noch nicht völlig geklärt ist. Dieses Problem wurde zuerst von Pietzker aufgeworfen und führte zu einer „neueren Auffassung des wirksamen Widerstandsmomentes"[10]. Betrachtet man ein Plattenfeld des Schiffsbodens zwischen 2 Bodenwrangen und 2 Längsträgern bzw. zwischen Längsnähten, so wird beim Wellendurchgang dieses durch den statischen Wasserdruck vorgebogene Feld durch die Druckspannungen aus der Längsbiegung noch weiter durchgebogen. Wegen der Vorbiegung liegt ein eigentliches Knickproblem überhaupt nicht vor. Die Verteilung der Normalspannungen längs des langen Randes eines solchen Feldes, also im Spantschnitt, ist dann nicht mehr dem Biegungsgesetze $\sigma = \frac{M}{W}$ entsprechend gleichmäßig, sondern nach der Randmitte abfallend. Damit ändert sich gemäß der Gleichung

$$M = \int \sigma_y \cdot y \cdot df = \sigma \cdot W$$

das Widerstandsmoment im Sinne eines Ausgleichs der Gurtungsspannungsdifferenz. Einen ersten Anhalt für den Abfall der Biegungsspannungen in der Plattenmitte ergibt folgende Betrachtung: Für den Längsstreifen der Bodenbeplattung im Bereich der knickfesten Längsträger, also an ihrem kurzen Rand, gilt das Dehnungsgesetz $\Delta l = \frac{\sigma}{E} \cdot l$. Es fragt sich nun zunächst, welches Dehnungsgesetz für den durch den Wasserdruck vorgebogenen Längsstreifen zwischen den knickfesten Längsträgern gilt. Wird die dort entstehende Durchbiegungslinie als Sinuslinie betrachtet, so ist $\Delta l = \frac{\pi^2 \cdot f^2}{4\, l^2}$. Beide Längenänderungen müssen im Rahmen des Gesamtverbandes entsprechend seiner Durchbiegungslinie gleich sein. Also besteht die Beziehung

$$\frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{\pi^2 \cdot f^2}{4 l^2}.$$

Nun ist $f = f_0 + \Delta f$, wo f_0 vom örtlichen Wasserdruck und Δf von der Biegung des Längsverbandes herrührt. Somit folgt

$$\frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{\pi^2}{4 l^2} \cdot (f_0 + \Delta f)^2.$$

Diese Beziehung kann als Grundlage für Bordmessungen verwendet werden. f_0 kann als Funktion der Wasserbelastung der Platte beim Wellendurchgang berechnet und Δf muß dann in Zeitkupplung mit der Welle gemessen werden. (Forts. folgt.)

[10] Vgl. Johow-Foerster 1928, S. 514.

Drehschwingungen von Systemen mit gleichmäßig verteilter Masse.

Von Dr.-Ing. **L. Geislinger**, Augsburg.

Übersicht: Die Nachrechnung von vielzylindrigen Kolbenmaschinen wird bedeutend vereinfacht, wenn man die Masse der einzelnen einander gleichen Kurbelkröpfungen als gleichmäßig verteilt über die Kröpfungslänge annimmt. Im ersten Abschnitt wird die Anwendung dieses Verfahrens auf die Berechnung der Eigenfrequenzen gezeigt, im zweiten Abschnitt wird auf die Ermittlung der Ausschläge und die im System auftretenden Kräfte bei erzwungenen Schwingungen eingegangen.

Ein Drehschwingungssystem ist gekennzeichnet durch Angabe der Massen und elastischen Längen, die auf eine beliebig wählbare Systemkonstante H und einen Radius r bezogen sind. Bei Verbrennungsmotoren sind nun im allgemeinen die Massen und Längen für jede Kurbelkröpfung gleich. Es ist daher naheliegend und bereits durch Porter [1] bekanntgeworden, die Gesamtmasse aller Kröpfungen $M = z \cdot m_1$ als gleichmäßig verteilt über die Länge $L = z \cdot l_1$ anzunehmen. Dabei bedeutet z die Anzahl der einander gleichen Kröpfungen und m_1 bzw. l_1 die Masse bzw. reduzierte Länge einer Kröpfung.

Auf den ersten Blick möchte es scheinen, als ob die Annahme einer gleichmäßigen Massenverteilung gegenüber der bisher fast allein üblichen Annahme von in einem Punkt konzentrierten Einzelmassen nur eine Näherung sei. Es ist jedoch zu bedenken, daß die Masse in Wirklichkeit über die ganze Länge der Kröpfung verteilt ist. Die Annahme einer gleichmäßig verteilten Masse kommt daher der Wirklichkeit wesentlich näher als die Annahme von Einzelmassen, die wohl bisher nur deshalb üblich war, weil man glaubte, daß diese der mathematischen Behandlung am leichtesten zugänglich sei.

Die zwischen den beiden Annahmen sich ergebenden Unterschiede sind zudem bei den niederen Eigenfrequenzen, die allein von praktischer Bedeutung sind, so gering, daß auch die torsiografische Messung keine Entscheidung zugunsten einer der Annahmen zu bringen vermag. Das Rechnungsverfahren mit gleichmäßig verteilter Masse bietet gegenüber allen anderen bekannten Verfahren so große Vorteile, daß ihm unbedingt eine größere Verbreitung zu wünschen wäre.

Da die Veröffentlichungen von Porter schwer verständlich und den meisten Fachgenossen auch nur schwer zugänglich sind, ist im nachfolgenden Abschnitt eine neue einfache Ableitung der nötigen Gleichungen und eine Schilderung des Rechnungsganges zur Bestimmung der Eigenfrequenzen gegeben.

[1]) Siehe F. Porter, Trans. Amer. mech. Engr. OGP. 53—2, 1931.

I. Ermittlung der Eigenfrequenzen.

Das allgemeinste System mit gleichmäßig verteilter Masse und beliebig vielen Einzelmassen ist in Abb. 1 dargestellt. Für ein Längenelement dx der gleichmäßig verteilten Masse gelten folgende Grundgleichungen:

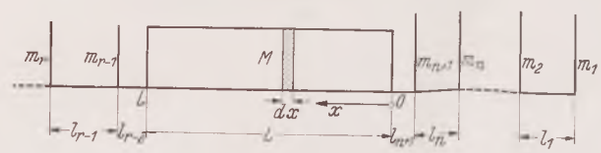


Abb. 1. Allgemeines System mit gleichmäßig verteilter Masse und beliebig angeordneten Einzelmassen.

Die im Querschnitt x übertragene Kraft ist proportional der Zunahme des Ausschlags für das Längenelement dx, d. h.

$$T_x = -H \cdot \frac{\partial a_x}{\partial x} \quad \ldots\ldots\ldots (1$$

der Kraftzuwachs an der Stelle x ist gleich der Trägheitskraft des Masseteilchens $M/L \cdot dx$, d. h.

$$\frac{\partial T_x}{\partial x} \cdot dx = -\frac{M}{L} dx \cdot \frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} \quad \ldots\ldots\ldots (2$$

In den vorstehenden Gleichungen bedeutet

$H = \frac{I_p \cdot G}{r^2}$ = Systemkonstante,

a_x = Auslenkung aus der Nullage an der Stelle x,

t = Zeit.

Aus Gl. (1 folgt:

$$\frac{\partial T_x}{\partial x} = -H \frac{\partial^2 a_x}{\partial x^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1a$$

Also wird aus Gl. (2:

$$\frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} = \frac{L \cdot H}{M} \frac{\partial^2 a_x}{\partial x^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3$$

Wie man leicht nachprüfen kann, lautet die Lösung der vorstehenden Differentialgleichung:

$$a_x = \left(a_0 \cos \frac{x}{L} \varphi - T_0' \frac{\varphi}{M} \sin \frac{x}{L} \varphi \right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (I$$

Für die an der Stelle x übertragene Kraft erhält man:

$$T_x' = \frac{T_x}{\omega^2} = T_0' \cos \frac{x}{L} \varphi + \frac{M a_0}{\varphi} \sin \frac{x}{L} \varphi \quad \ldots \ldots \quad (II$$

Hierin bedeutet:

a_0 = Auslenkung aus der Nullage an der Stelle x = o

$T_0 = T_0' \cdot \omega^2$ = an der Stelle x = o übertragende Kraft

$$\varphi = \omega / \omega_0 = \omega \cdot \sqrt{\frac{L \cdot M}{H}}.$$

Für die Stelle x = L vereinfachen sich die Gleichungen zu:

$$a_L = a_0 \cos \varphi - T_0' \frac{\varphi}{M} \sin \varphi \quad \ldots \ldots \quad (III$$

$$T_L' = T_0' \cos \varphi + \frac{M a_0}{\varphi} \sin \varphi \quad \ldots \ldots \quad (IV$$

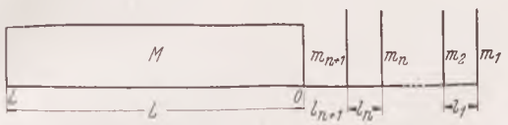


Abb. 2. System mit gleichmäßig verteilter Masse, Einzelmassen einseitig angeordnet.

Die vorstehend angegebenen Gleichungen gestatten, die Kraft und den Ausschlag an der Stelle x = L zu bestimmen, wenn die Kraft und der Ausschlag an der Stelle x = o bekannt sind. Sie gelten für jeden beliebigen Zeitpunkt und insbesondere auch für die Amplituden der Ausschläge und Kräfte. Die Gleichungen ermöglichen unter Zuhilfenahme der Verfahren von Tolle oder Waimann für die Einzelmassen die Ermittlung der Eigenfrequenzen des Systems nach Abb. 1 aus der Bedingung, daß die bei der Durchrechnung einer beliebigen Frequenz sich ergebende Restkraft für die Eigenfrequenz verschwinden muß.

Besonders einfache Verhältnisse erhält man bei Systemen nach Abb. 2, bei denen nur auf einer Seite der gleichmäßig verteilten Masse noch Einzelmassen vorhanden sind, wie dies in sehr vielen Fällen zutrifft. Bei derartigen Systemen muß für die Eigenfrequenzen die

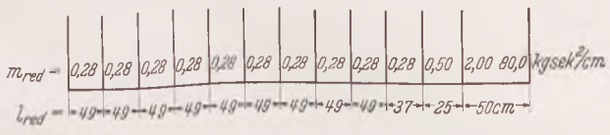


Abb. 3. Zehnzylindermotor mit 3 Zusatzmassen.

Abb. 4. Dem System von Abb. 3 gleichwertiges System mit gleichmäßig verteilter Masse.

Kraft T_L' am freien Ende der gleichmäßig verteilten Masse zu Null werden. Es gilt demnach nach IV)

$$T_L' = o = T_0' \cos \varphi + \frac{M a_0}{\varphi} \sin \varphi \quad \Big| \quad \ldots \ldots \quad (V$$

oder:

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\varphi} = -\frac{T_0'}{M a_0}. \quad \Big|$$

Die Kurve $y_1 = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\varphi}$ ist für alle Fälle gleich und kann in Abhängigkeit von φ aufgezeichnet werden. Es ist dann nur noch nötig die Werte der rechten Gleichungsseite als Funktion von φ aufzutragen, was in Anlehnung an das Verfahren von Tolle oder Waimann[2] erfolgen kann. Die Schnittpunkte beider Kurvenzüge ergeben die Eigenfrequenzen des Systems.

Der Rechnungsgang sei an dem System nach Abb. 3 erläutert. Es handelt sich um einen Zehnzylindermotor mit Schwungrad und Generator nach bisher üblicher Darstellung. Das gleichwertige

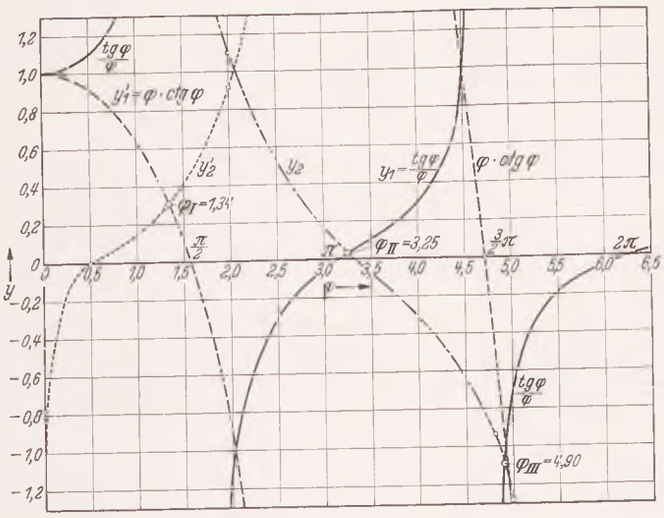


Abb. 5. Schaubild zur Ermittlung der Eigenfrequenzen.

System mit gleichmäßig verteilter Masse ist in Abb. 4 dargestellt. Außer den gleichmäßig verteilten Massen sind noch drei Einzelmassen vorhanden. Es wird

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{H}{L \cdot M}} = \sqrt{\frac{29{,}5 \cdot 10^6}{490 \cdot 2{,}80}} = 146{,}5 \text{ 1/sec}.$$

$$n_0 = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_0 = 1400 \text{ Schw./min}.$$

Die Rechnung für die Massen außerhalb der Maschine ist in Zahlentafel 1 durchgeführt. Dabei gelten die Beziehungen:

$$T_n' = \Sigma m_i a_i \quad \ldots \ldots \ldots \quad (VI$$

$$\Delta a_{n,n+1} = \frac{T_n' \cdot \omega^2 \cdot l_{n,n+1}}{H} = \frac{T_n' \cdot \varphi^2}{\mu_{n,n+1}} \quad \ldots \ldots \quad (VII$$

Dabei ist

$$\mu_n = \frac{L \cdot M}{l_{n,n+1}}.$$

Die Rechnung wird zweckmäßig mit $a_1 = 1{,}0$ begonnen. In Abb. 5 sind die Kurven für $y_1 = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\varphi}$ bzw. $y_1' = \varphi / \operatorname{tg} \varphi$ und $y_2 = -T_0'/M a_0$ bzw. $y_2' = -M a_0 / T_0'$ dargestellt. Dabei ist es zweckmäßig, für die Werte von φ, bei denen y_1 oder y_2 wesentlich größer als 1 ist, die

Abb. 6. System mit gleichmäßig verteilter Masse und 2 Einzelmassen.

Kehrwerte y_1' und y_2' aufzutragen. Aus der Abbildung erhält man Schnittpunkte der zueinandergehörigen Kurvenzüge und damit die Eigenfrequenzen zu

$\varphi_I = 1{,}34$	$n_{eI} = \varphi_I \cdot n_0 = 1{,}34 \cdot 1400 = 1875$	Schw/min
$\varphi_{II} = 3{,}25$	$n_{eII} = 3{,}25 \cdot 1400 = 4550$	Schw/min
$\varphi_{III} = 4{,}90$	$n_{eIII} = 4{,}90 \cdot 1400 = 6860$	Schw/min .

Es ist natürlich nicht nötig, den ganzen Verlauf der Kurve y_2 zu ermitteln. Im allgemeinen wird man sofort sagen können, bei welchen Werten von φ die Schnittpunkte ungefähr liegen.

Falls das System außer der gleichmäßig verteilten Masse nicht mehr als zwei Einzelmassen besitzt, läßt sich der Ausdruck für y_2 verhältnismäßig einfach anschreiben. Für zwei Zusatzmassen wird mit den Bezeichnungen nach Abb. 6,

$$y_2 = \frac{-T_0'}{M a_0} = \frac{\dfrac{m_1 m_2 l_1}{M^2 \cdot L} \varphi^2 - \dfrac{m_1 + m_2}{M}}{1 - \dfrac{m_1 l_1 + (m_1 + m_2) \cdot l_2}{L \cdot M} \varphi^2 + \dfrac{m_1 m_2 l_1 l_2}{L^2 M^2} \varphi^4}. \quad \text{(VIII}$$

[2] Waimann, K.: ZdVDI 78 (1934) S. 1083.

Zahlentafel 1.

$\Delta T' = m_i a_i \qquad \Delta a = T_x' \cdot \varphi^2/\mu_i$.

			$\varphi =$ / $\varphi^2 =$	0,50 / 0,25		1,00 / 1,00		1,30 / 1,69		1,40 / 1,96	
Nr.	m_i	μ_i	a / Δa	$\Delta T'$ / T'							
1	80,0			+1,00		+1,00		+1,00		+1,00	
		27,5		−0,73	+80,00	−2,91	+80,0	−4,92	+80,0	−5,70	+ 80,0
2	2,0			+0,27	+0,54	−1,91	− 3,82	−3,92	− 7,94	−4,70	− 9,40
		55,0		−0,37	80,54	−1,39	+ 76,18	− 2,22	+ 72,06	− 2,52	+ 70,60
3	0,50			− 0,10	− 0,05	− 3,30	− 1,65	− 6,14	− 3,07	− 7,22	− 3,61
		110,0		− 0,18	+80,49	− 0,68	+ 74,53	− 1,06	+ 68,99	− 1,19	+ 66,99
				− 0,28		− 3,98		− 7,20		− 8,41	
$-T_0'/M a_0 =$			$+\frac{80,49}{0,28 \cdot 2,80} = 103$		+6,70		+ 3,39		+2,85		
$-M a_0/T_0' =$			+0,0098		+0,149		0,295		+0,352		

			$\varphi =$ / $\varphi^2 =$	2,0 / 4,0		3,0 / 9,0		3,20 / 10,24		3,40 / 11,56	
1	80,0			+ 1,00		+ 1,0		+ 1,0		+ 1,0	
		27,5		−11,63	+80,0	−26,2	+ 80,0	−29,9	+ 80,0	−33,8	+ 80,0
2	2,0			−10,63	−21,26	−25,2	− 50,4	−28,9	− 57,8	−32,8	− 65,6
		55,0		− 4,28	+58,74	− 4,8	+ 29,6	− 4,1	+ 22,2	− 3,0	+ 14,4
3	0,5			−14,91	− 7,45	−30,0	− 15,0	−33,0	− 16,5	−35,8	− 17,9
		110,0		− 1,87	+51,29	− 1,2	+ 14,6	− 0,5	+ 5,7	+ 0,4	− 3,5
				−16,78		−31,2		−33,5		−35,4	
$-T_0'/M a_0 =$			+1,092		+0,167		+0,061		−0,035		
$-Ma_0/T_0' =$			−0,917		+6,00		+16,5		−2,82		

			$\varphi =$ / $\varphi^2 =$	4,0 / 16,0		4,8 / 23,04		4,9 / 24,01		5,0 / 25,0	
1	80,0			+ 1,0		+ 1,0		+ 1,0		+ 1,0	
		27,5		−46,6	+80,0	−67,3	+ 80,0	−70,1	+ 80,0	−72,8	+ 80,0
2	2,0			−45,6	−91,2	−66,3	−132,6	−69,1	−138,2	−71,8	−143,6
		55,0		+ 3,3	−11,2	+22,1	− 52,6	+25,5	− 58,2	+28,9	− 63,6
3	0,5			−42,3	−21,2	−44,2	− 22,1	−43,6	− 21,8	−42,9	− 21,5
		110,0		+ 4,7	−32,4	+15,7	− 74,7	+17,5	− 80,0	+19,3	− 85,1
				−37,6		−28,5		−26,1		−23,6	
$-T_0'/M a_0 =$			−0,308		−0,936		−1,095		−1,290		
$-M a_0/T_0' =$			−3,25		−1,068		−0,913		−0,780		

Für den Fall einer einzigen Zusatzmasse erhält man nach einigen Umformungen:

$$y_2' = \frac{-M a_0}{T_0'} = \frac{l_1}{L} \cdot \varphi^2 - \frac{M}{m_1}. \qquad \ldots\ldots \text{(IX}$$

Für die Eigenfrequenzen muß gelten:

$$\frac{l_1}{L} \varphi^2 - \frac{M}{m_1} = \frac{\varphi}{\operatorname{tg} \varphi}. \qquad \ldots\ldots\ldots \text{(IXa}$$

Die vorstehende Beziehung läßt sich unschwer in der Form von Diagrammen auswerten. Dabei wählt man zweckmäßig M/m_1 als Ordinate und l_1/L als Abszisse. Diese Darstellung hat den Vorteil, daß einem bestimmten Wert von φ in dieser Darstellung eine Gerade entspricht (siehe Abb. 7). An Stelle der Kurventafel kann man mit Vorteil auch eine Leitertafel verwenden.

Für das oben behandelte Beispiel läßt sich die erste Eigenfrequenz mit sehr guter Annäherung auch aus Abb. 7 ermitteln, da man für diesen Fall $m_2 = m_3 = 0$ setzen kann. Man erhält dann $l_1/L = \frac{50 + 25 + 12,5}{490}$ $= 0,178$, $M/m_1 = \frac{2,80}{80} = 0,035$ und mit diesen Werten aus Abb. 7, Punkt A: $\varphi_I = 1,36$; hieraus folgt $n_{eI} = 1,36 \cdot 1400 = 1900$ Schw/min. Der Fehler beträgt nur 1,5%: dies ist sehr wenig, wenn man bedenkt, daß die Ermittlung der Eigenfrequenz sich noch kürzer und einfacher gestaltet als etwa die Ermittlung mittels der Zweimassenformel, die aber weit größere Fehler ergibt.

Zur Beurteilung der schwingungstechnischen Verhältnisse einer Anlage ist es häufig wünschenswert, außer den Eigenfrequenzen auch die Schwingungsformen zu kennen. Aus Gl. (I ersieht man, daß die Eigenschwingungsform innerhalb der gleichmäßig verteilten Masse sich aus einer Sinus- und einer Cosinuslinie mit den Amplituden $-\frac{T_0' \varphi}{M}$ bzw. a_0 zusammensetzen läßt. Falls wie bei dem System nach Abb. 2 auf der einen Seite der gleichmäßig verteilten Masse keine Einzelmassen vorhanden sind, ist es zweckmäßig, die Aufzeichnung der Schwingungsform auf dieser Seite zu beginnen. An dieser Seite ist $T' = 0$, und die Schwingungsform besteht daher aus einem Teil einer Cosinuslinie. Aus Abb. 8 ist der Gang der Konstruktion für die Schwingungsform der I. Eigenfrequenz des Systems nach Abb. 4 zu entnehmen. Man zeichnet einen Kreis mit dem beliebig wählbaren Anfangsanschlag a_2, teilt den Kreisbogen mit dem Zentriwinkel $\varphi_I = 1,34 \triangleq 76,8°$ und die Länge L in n gleiche Teile und projiziert die Punkte auf dem Kreisbogen auf die zugehörigen Längenabschnitte. Im Bereich der Einzelmassen kann man die Ausschläge für die Eigenschwingungsform entweder aus den Ausschlägen für benachbarte Frequenzen aus Zahlentafel 1 interpolieren oder entsprechend dem Schema von Zahlentafel 1 für die Eigenfrequenz errechnen. Als Kontrolle für die Richtigkeit der Ermittlung kann dienen, daß die Schwingungsform beim Übergang von der gleichmäßig verteilten Masse zu den Einzelmassen keinen Knick aufweisen darf.

II. Ermittlung der Ausschläge und Schwingungsmomente bei gleichmäßig verteilter Erregung.

Bei der Untersuchung von Anlagen auf gefährliche Drehschwingungen ist es häufig nötig, außer den Eigenfrequenzen und Schwingungsformen auch die durch die erregenden Kräfte erzwungenen Schwingungsausschläge und -momente zu ermitteln. In unmittelbarer Nähe der Resonanzstellen hängen die Ausschläge wesentlich von der im System vorhandenen Dämpfung ab. Da die vorhandenen Dämpfungen jedoch im allgemeinen gering sind, sofern nicht etwa besondere Dämpfer angebracht werden, ist schon in geringer Entfernung von der Resonanz der Einfluß der Dämpfung vernachlässigbar. Ohne Berücksichtigung der Dämpfung ist es in sehr einfacher Weise möglich, die im System auftretenden Kräfte und Ausschläge zu ermitteln, wenn man annimmt, daß die erregenden Kräfte ebenso wie die Massen über die Länge L gleichmäßig verteilt angreifen.

Dabei sei weiter angenommen, daß die Erregungen an den einzelnen Kröpfungen zueinander synchron und ohne Phasenverschiebung verlaufen. Diese Annahme entspricht der Erregung durch eine Hauptharmonische, d. h. z. B. bei einem Sechszylindermotor der Erregung durch die 6., 12., 18. usw. Harmonische.

Für das allgemeinste System nach Abb. 1 gilt zunächst wieder die Grundgleichung (1 des 1. Abschnittes. Der Kraftzuwachs an der Stelle x setzt sich jedoch nunmehr zusammen aus der Trägheitskraft des Masseteilchens $M/L\,dx$ und der Erregungskraft $P/L\,dx \cdot \sin \omega t$. An die Stelle der Gl. (2 tritt also die folgende Gleichung:

$$\frac{\partial T}{\partial x} dx = -\frac{M}{L} dx \cdot \frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} + \frac{P}{L} dx \cdot \sin \omega \cdot t. \qquad \ldots\ldots \text{(4}$$

Dabei bedeutet also P die Amplitude der gesamten an dem System angreifenden Erregungskraft.

Mit derselben Umformung wie im ersten Teil erhält man:

$$\frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} = -\frac{L \cdot H}{M} \cdot \frac{\partial^2 a_x}{\partial x^2} - \frac{P}{M} \cdot \sin \omega t \,. \quad \ldots\ldots (5$$

Als Lösung kann man ansetzen:

$$a_x = f(x) \cdot \sin \omega t \quad \ldots\ldots\ldots (6$$

und hieraus

$$\frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} = -f(x) \cdot \omega^2 \sin \omega t \,. \quad \ldots\ldots (6a$$

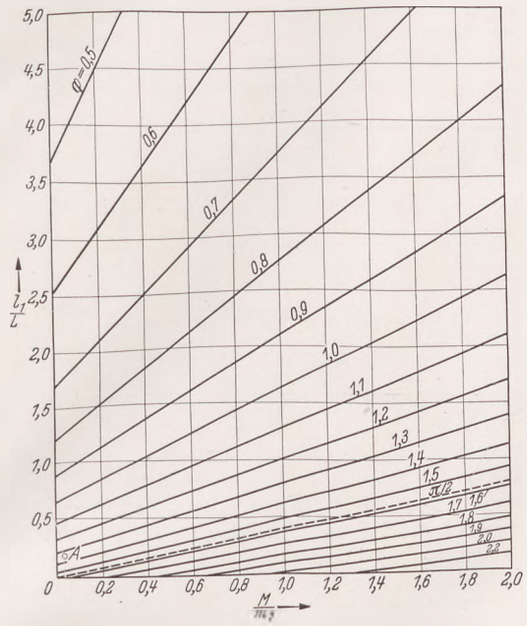


Abb. 7. Diagramm zur Ermittlung der Eigenfrequenz bei Systemen mit nur einer Einzelmasse.

Der letzte Ausdruck wird in Gl. (5 eingesetzt und man erhält nach einer kurzen Umformung:

$$-\frac{\partial^2 a_x}{\partial x^2} = \frac{-M \cdot \omega^2}{L \cdot H} \cdot f(x) \sin \omega t + \frac{P}{L \cdot H} \cdot \sin \omega t \,. \quad \ldots (7$$

Berücksichtigt man nur die erzwungenen Schwingungen des Systems, so lautet die Lösung dieser Gleichung:

$$a_x = \left| A \cdot \sin \frac{x}{L} \varphi + B \cos \frac{x}{L} \varphi + C \right| \cdot \sin \omega t \,. \quad \ldots (8$$

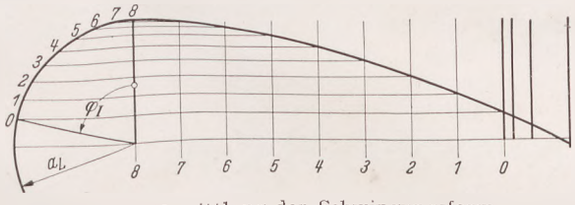


Abb. 8. Ermittlung der Schwingungsform.

Die Integrationskonstanten A, B und C sind durch die Randbedingungen festzulegen. Für x = o muß gelten

a) $a_x = a_0$,

b) $\frac{\partial a_x}{\partial x} = -\frac{T_0}{H}$.

Schließlich erhält man aus Gl. (7 durch Einsetzen von Gl. (8 für die Stelle x = o

c) $$\frac{\partial^2 a_x}{\partial t^2} = \left| -\frac{M \omega^2}{L \cdot H} (B + C) + \frac{P}{L \cdot H} \right| \cdot \sin \omega t \,.$$

Aus diesen drei Gleichungen erhält man die Integrationskonstanten zu:

$$A = -\frac{T_0 L}{\varphi \cdot H} = -\frac{T_0' \cdot \varphi}{M} \quad \ldots\ldots (9$$

$$B = a_0 - \frac{P'}{M} \quad \ldots\ldots\ldots (10$$

$$C = \frac{P'}{M} \quad \ldots\ldots\ldots (11$$

Hierbei bedeutet $P' = P/\omega^2$.

Durch Einsetzen der Werte für die Integrationskonstanten in Gl. (8 ergibt sich für die Amplitude der Ausschläge und Kräfte:

$$a_x = \left(a_0 - \frac{P'}{M}\right) \cos \frac{x}{L} \varphi - \frac{T_0' \varphi}{M} \sin \frac{x}{L} \varphi + \frac{P'}{M} \quad \ldots (X$$

$$T_x' = T_0' \cos \frac{x}{L} \varphi + (M a_0 - P') \frac{\sin \frac{x}{L} \varphi}{\varphi} \quad \ldots\ldots (XI$$

Für x = L vereinfachen sich die vorstehenden Gleichungen zu:

$$a_L = \left(a_0 - \frac{P'}{M}\right) \cos \varphi - \frac{T_0' \varphi}{M} \sin \varphi + \frac{P'}{M} \quad \ldots (XII$$

$$T_L' = T_0' \cos \varphi + (M a_0 - P') \frac{\sin \varphi}{\varphi} \quad \ldots\ldots (XIII$$

Bei Systemen nach Abb. 2 muß die übertragene Kraft T' für x = L zu Null werden. Daraus folgt für diese Systeme durch Umformung von Gl. (XI

$$P' = M a_0 + T_0' \varphi \cdot \operatorname{ctg} \varphi \quad \ldots\ldots (XIV$$

Setzt man diesen Wert von P' in Gl. (XI ein, so erhält man für die Amplitude der an der Stelle x übertragenen Kraft

$$T_x' = T_0' \left| \cos \frac{x}{L} \varphi - \operatorname{ctg} \varphi \cdot \sin \frac{x}{L} \varphi \right| \quad \ldots (XV$$

Ist $\varphi > \pi/2$, so liegt mindestens ein Maximum der im System auftretenden Kraft innerhalb der gleichmäßig verteilten Masse. Durch Differentiation von Gl. (XV findet man, daß das Maximum an der Stelle $x = L\,(1 - \pi/2\,\varphi)$ liegt. Der Wert des Maximums ergibt sich zu

$$T_{max}' = \frac{T_0'}{\sin \varphi} \,. \quad \ldots\ldots\ldots (12$$

Bezeichnet man das Verhältnis T_{max}'/P' als Kraftvergrößerung V, so erhält man hierfür aus Gl. (XIV:

$$V_1 = \frac{1}{\frac{M a_0}{T_0'} \sin \varphi + \varphi \cos \varphi} = \frac{1/\sin \varphi}{\frac{M a_0}{T_0'} + \varphi \cdot \operatorname{ctg} \varphi} \quad \ldots (XVI$$

Die vorstehende Gleichung gilt nur für $\varphi \geq \pi/2$. Falls ein Maximum der im System auftretenden Schwingungskraft außerhalb (im Grenzfall am Ende) der gleichmäßig verteilten Masse liegt, wird

$$T_{max}' = n \cdot T_0' \,; \quad \ldots\ldots\ldots (12a$$

damit erhält man für die Kraftvergrößerung

$$V_2 = \frac{n}{\frac{M a_0}{T_0'} + \varphi \cdot \operatorname{ctg} \varphi} \,. \quad \ldots\ldots (XVIa$$

Setzt man den Ausdruck für P' aus Gl. (XIV in Gl. (XII ein, so erhält man eine Beziehung für a_L, die von der Erregung P unabhängig ist. Es wird:

$$a_L = a_0 - \frac{T_0' \varphi}{M} \cdot \operatorname{tg} \varphi/2 \,. \quad \ldots\ldots (XVII$$

Für die Vorausberechnung der Ausschläge am freien Ende der gleichmäßig verteilten Masse ist es wichtig, eine Beziehung zwischen dem Ausschlag und der Erregung zu finden. Dabei ist es zweckmäßig, die Ausschlagvergrößerung R einzuführen durch die Beziehung:

$$R = \frac{M a_L}{P'} = \frac{M a_L \omega^2}{P} \,. \quad \ldots\ldots\ldots (13$$

Unter Benützung der Gl. (XIV und (XVII erhält man:

$$R = \frac{M a_0 - T_0' \varphi \operatorname{tg} \varphi/2}{M a_0 - T_0' \varphi \operatorname{ctg} \varphi} \,. \quad \ldots\ldots\ldots (14$$

Nach einer kurzen Umformung wird hieraus

$$R = 1 - \frac{\varphi/\sin \varphi}{\left(\frac{M a_0}{T_0'} + \varphi \operatorname{ctg} \varphi\right)} \,. \quad \ldots\ldots (XVIII$$

Durch Vergleich mit Gl. (XVI erhält man eine einfache Beziehung zwischen der Kraftvergrößerung V und der Ausschlagsvergrößerung R. Es wird:

$$R + \varphi \cdot V_1 = 1 \quad \ldots\ldots\ldots (XIX$$

bzw.

$$R + \frac{\varphi}{\sin \varphi \cdot n} V_2 = 1 \quad \ldots\ldots\ldots (XIXa$$

Häufig ist die Aufgabe gestellt, aus einer torsiographischen Mes-

sung am freien Ende der gleichmäßig verteilten Masse die größten auftretenden Schwingungsmomente zu errechnen. Bekannt ist also in diesem Fall der Ausschlag a_L, gesucht wird T'_{max}. Aus Gl. (XVII und (12 folgt:

$$a_L = a_0 - T_{max}' \cdot \sin\varphi \cdot \frac{\varphi}{M} \operatorname{tg}\varphi/2 \quad \ldots\ldots \text{(15}$$

Nach einigen Umformungen erhält man hieraus

$$\frac{T_{max}'}{M a_L} = \frac{1}{\sin\varphi\left(\frac{M a_0}{T_0'} - \varphi \operatorname{tg}\varphi/2\right)} \quad \ldots\ldots \text{(XX}$$

Für den Fall der Resonanz vereinfacht sich Gl. (XVIII zu

$$\frac{T_{max}'}{M a_L} = \frac{1}{\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(16}$$

Den gleichen Wert erhält man auch aus der Eigenschwingungsform. Da für die Resonanz die Erregungskraft zu Null wird, ist die Übereinstimmung leicht zu erklären.

Die vorstehenden Gleichungen gelten wiederum nur für das Maximum innerhalb der gleichmäßig verteilten Masse. Für das größte Schwingungsmoment außerhalb der gleichmäßig verteilten Masse erhält man aus den Gl. (12a und (XVII:

$$\frac{T_{max}'}{M a_L} = \frac{n}{\frac{M a_0}{T_0'} - \varphi \operatorname{tg}\varphi/2} \quad \ldots\ldots\ldots \text{(XXI}$$

Der Faktor n und der Bruch $M a_0/T_0'$ ist aus der Schwingungsform für die betreffende Frequenz zu entnehmen. Die Rechnung ist hierbei an dem Ende des Systems zu beginnen, auf dem die Einzelmassen sitzen.

Die Anwendung der vorstehend gebrachten Ergebnisse sei an dem Beispiel nach Abb. 4 erläutert. Gegeben sei eine Erregungskraft $P_E = 1000$ kg, die an dem Bezugsradius $r_0 = 21$ cm angreift. Gesucht sei der Ausschlag am freien Ende der gleichmäßig verteilten Masse und das größte im System auftretende Schwingungsmoment, wenn die Frequenz der Erregungskraft $n = 1680$ Schw/min beträgt.

Für $n = 1680$ Schw/min wird $\varphi = \frac{1680}{1400} = 1{,}30$. Aus Zahlentafel 1 erhält man hiermit:

$$\frac{M a_0}{T_0'} = -0{,}292 \quad \text{und} \quad n = 1{,}160 .$$

Ferner wird $\varphi \operatorname{ctg}\varphi = 0{,}361$. Da $\varphi < \pi/2$ ist, errechnet sich die Kraftvergrößerung V nach Gl. (XVIa. Es wird

$$V = \frac{1{,}160}{-0{,}292 + 0{,}361} = +16{,}8 .$$

Das größte im System auftretende Schwingungsmoment M_{max} ist demnach 16,8mal so groß wie das Erregungsmoment. Es wird

$$M_{max} = 16{,}8 \cdot 1000 \cdot 0{,}21 = 3530 \text{ mkg} .$$

Die Ausschlagsvergrößerung R wird nach Gl. (XIXa mit $\sin\varphi = 0{,}964$:

$$R = 1 - \frac{1{,}30}{0{,}964 \cdot 1{,}160} \cdot 16{,}8 = -18{,}5 .$$

Nach Gl. (13 gilt definitionsgemäß

$$a_L = \frac{P \cdot R}{M\omega^2} = \frac{1000 \cdot 18{,}5}{2{,}80 \cdot 3{,}62 \cdot 10^4} = 0{,}183 \text{ cm} .$$

Der vorstehend errechnete Ausschlag ist wieder auf $r_0 = 21$ cm bezogen.

In Abb. 9 ist der Verlauf der Kraftvergrößerung für das Beispiel nach Abb. 4 in Abhängigkeit von φ im Bereich der ersten drei Eigenfrequenzen dargestellt.

Als Beispiel für die Auswertung einer torsiographischen Messung sei angenommen, daß an dem System nach Abb. 4 ein Ausschlag

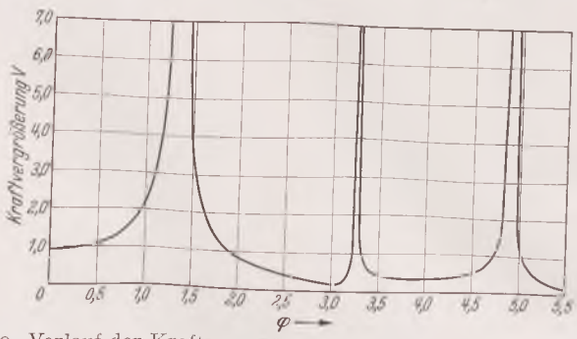


Abb. 9. Verlauf der Kraftvergrößerung für das System nach Abb. 4.

$a_r = \pm 0{,}10$ cm bei einer Frequenz $n = 1400$ Schw/min gemessen worden sei. Es ist hieraus das größte in dem System übertragene Schwingungsmoment zu berechnen.

Da wiederum $\varphi < \pi/2$ ist, ist Gl. (XVIIIa anzuwenden. Aus Zahlentafel 1 erhält man mit $\varphi = 1{,}0$:

$$\frac{M a_0}{T_0'} = -0{,}149 \quad \text{und} \quad n = 1{,}07 .$$

Ferner wird $\varphi \cdot \operatorname{tg}\varphi/2 = 0{,}546$. Mit diesen Werten ergibt sich:

$$\frac{T_{max}'}{M a_L} = \frac{1{,}07}{-0{,}149 - 0{,}546} = -1{,}54 .$$

Es wird also schließlich

$$T_{max} = T_{max}' \omega^2 = -1{,}54 \cdot 2{,}80 = 0{,}10 \left(\frac{1400 \cdot \pi}{30}\right)^2 = 9230 \text{ kg}$$

und

$$M_{max} = T_{max} \cdot r_0 = 9230 \cdot 0{,}21 = 1940 \text{ mkg} .$$

Es sei abschließend nochmals betont, daß die abgeleiteten Beziehungen nur bei Systemen ohne Dämpfung streng richtig sind. Die Berücksichtigung der Dämpfung muß einer weiteren Untersuchung vorbehalten bleiben.

Die Getreideheber des Antwerpener Hafens.

Von **O. Wundram**, Hamburg.

Antwerpen hat sich in den Nachkriegsjahren wohl zum bedeutendsten Getreideeinfuhrhafen für das europäische Festland entwickelt, liegt doch seine jährliche Einfuhr zwischen 3 und 4 Mio. t Getreide. Es betreibt zur Zeit außer landfesten Anlagen eine große Anzahl schwimmender Getreideheber, so daß die dafür maßgebenden Herren sich mit Recht dazu berufen fühlen, aus dem großen Schatz ihrer Kenntnisse und Erfahrungen Wertvolles über die technischen Hilfsmittel des Getreideumschlages der Fachwelt mitzuteilen. Im belgischen Jahrbuch der öffentlichen Arbeiten (Annales des Travaux Publics de Belgique) veröffentlichten 1936/37 in einer umfangreichen Aufsatzfolge (131 Druckseiten in 6 Kapiteln) die Herren Techn. Chefdirektor F. Kinart und Ingenieure 1. Klasse J. De Cavel und G. Aertssen unter dem Titel „Les Elévateurs à Grains du Port d'Anvers" eine schlechthin umfassende Darstellung der Gesamtfrage des mechanischen Getreideumschlages; es werden dabei die geschichtlichen und wissenschaftlichen Grundlagen für die Entwicklung der pneumatischen Getreideheber im Antwerpener Hafen gegeben, wie auch die in Frage kommenden Gesichtspunkte des Handels, der Schiffahrt und der Arbeiterschaft behandelt werden. Besonders wertvoll sind darunter die praktischen Ergebnisse aus dem technischen Aufbau und Betriebe der Getreideheber, so daß es durchaus angebracht erscheint, unseren Lesern zum wenigsten das Wichtigste aus dem bemerkenswerten französisch geschriebenen Originalaufsatz wiederzugeben.

Die passende Einführung in das ganze Gebiet ist eine kennzeichnende Betrachtung des Umschlagsgutes: Einteilung und Sorten des Getreides, Herkunftsort, Aussehen, Keimkraft, spezifisches und Körnergewicht, Krankheiten, Schädlinge u. a. m. werden besprochen; es folgen Verschiffungsvorschriften und ältere Umschlagsmethoden. Das Nötigwerden leistungsfähigerer Einrichtungen beweist folgende Zusammenstellung:

1850: mittlere Tonnage im Antwerpener Hafen 168 Br.-Reg.-T., Getreideladungen bis 400 t.

1933: mittlere Tonnage im Antwerpener Hafen 1855 Br.-Reg.-T., Getreideladungen bis 8000 t.

Die ersten Versuche, mittels Luftstrom Getreide zu fördern, fanden nach den Angaben der Verfasser um 1880 im Stettiner Hafen statt; sie mißlangen. Mit besserem Erfolg wiederholte 1893 Duckham im Londoner Hafen die Versuche und schuf den ersten schwimmenden Heber „Mark Lane"[1]. Die Mühlenbauanstalt G. Luther, Braun-

[1] Vgl. hierzu den ausführlichen Aufsatz von Dr.-Ing. Carl A. E. Müller, Braunschweig, über „Die Entwicklung der schwimmenden pneumatischen Getreideheber" in Band 16 des „Jahrbuches der Hafenbautechnischen Gesellschaft" (erscheint Anfang 1938).

schweig, erwarb die Lizenz für die Duckhamsche Bauweise, entwickelte sie weiter und baute 1896/97 für Hapag und Norddeutschen Lloyd, 1901 für Genua, 1904 für Rotterdam und 1907 für Hamburg jeweils die ersten schwimmenden pneumatischen Getreideheber. In Antwerpen wurde ihre Einführung erst 1908 beschlossen, nachdem schon 1883 eine englische Firma erfolglos die Einführung angestrebt hatte und die 1892 gegründete Antwerpener Getreidelagerhausgesellschaft mit ihren großen landfesten Anlagen den Umschlag auf dem Wasser immer notwendiger erscheinen ließ. Der 1908 gefaßte Entschluß führte aber erst geraume Zeit später zur Beschaffung, denn langwierige Verhandlungen und Erörterungen über Art und Weise des zukünftigen Betriebes setzten jetzt ein. Nachdem ein Studienausschuß, der die Häfen von Hamburg, Bremerhaven, Rotterdam

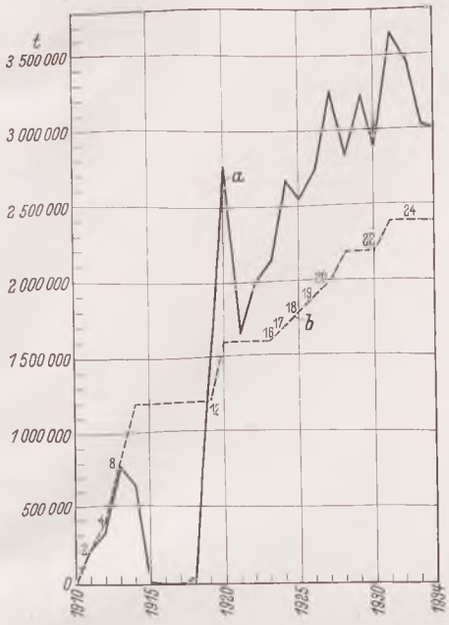


Abb. 1. a = jährliche Getreideumschlagsmenge; b = Anzahl der schwimmenden Getreideheber.

und London, in denen im ganzen schon 37 Heber tätig waren, besucht hatte und die Schlußfolgerung für Antwerpen mitbrachte: sofort bestellen, um das bislang Versäumte wieder einzuholen, tauchten erneut Einwendungen und Zweifelsfragen auf. Der Hafenarbeiterverband befürchtete Arbeitslosigkeit für die im Getreideumschlag bisher Beschäftigten; dann wurde auch die Frage: städtischer Regiebetrieb oder privates Monopol? lebhaft erörtert. Endlich, im Jahre 1910, kam die Angelegenheit vor den Rat der Stadt Antwerpen, der sie dann parlamentarisch, d. h. mehr politisch als technisch, weiterbehandelte. Nach mehreren Vorschlägen über Regiebetriebsformen — auf städtischen Eigenbetrieb hatte man sich schließlich geeinigt — wurde die Form gewählt, daß die Stadt die Getreideheber beschafft und sie dem Handel zur Verfügung stellt zu Bedingungen, die der Stadt eine gewisse Verzinsung gewährleisten. Städtischerseits wird nur das unbedingt notwendige Bedienungspersonal gestellt. Ende 1910 wurde dann endgültig vom Gemeinderat auf Vorschlag des Bürgermeisterkollegiums die Beschaffung von Hebern beschlossen, womit für Antwerpen ein neuer Abschnitt der mechanischen Hafenausrüstung begann. Von 1910—1933 wurden 24 schwimmende Heber angeschafft, darunter die beiden ersten zu 180 t Stundenleistung, alle übrigen zu 200 t/h. 21 Heber lieferte Luther (bzw. Miag), Braunschweig, 3 Stück die Firma Verschure u. Co., Amsterdam. Bis auf drei seit dem Jahre 1929 mit Dieselantrieb versehene Heber haben sie alle den bewährten Dampfantrieb. Die in Abb. 1 gezeigte Schaulinie läßt das Anwachsen der Umschlagsmengen von Getreide und die Vermehrung des Heberparkes seit 1910 deutlich erkennen; interessante Feststellungen über die Ausnutzung der Heberflotte liegen nahe. An und für sich empfiehlt es sich für einen städtisch betriebenen Hafen wie Antwerpen, alle Umschlagsgeräte selbst zu betreiben, nur muß natürlich auch in verkehrsreichen Zeiten den Anforderungen von Handel und Schiffahrt an eine glatte Erledigung nachgekommen werden, wobei die Frage des verfügbaren Bedienungspersonals eine große Rolle spielt. Der Stadthafen Antwerpen hält sich hierin für besonders elastisch, weil er in dem zahlreichen technischen Personal, das er ohnehin für den Betrieb der städtischen Bagger und des sonstigen Schiffsparkes vorhalten muß, einen Ausgleich für die Schwankungen im Heberbetrieb zur Verfügung hat. Immerhin sind für eine Stadtverwaltung die sozialpolitischen Bindungen (Achtstundentag, Tariflöhne u. dgl.) stärker als für den Privatbetrieb. Seit 1924 hat man zur besseren Ausnutzung der Heberflotte verbilligte Nachtschichten für den Getreideumschlag eingeführt, allerdings nicht mit dem erwarteten Erfolg, weil die höheren Nachtlöhne der Arbeiter und ein gewisser Widerstand der Getreidekontrolleure, bei künstlichem Licht Proben zu beurteilen, die Nachtarbeit wieder einschränkt. Es ist für den deutschen Leser lehrreich, diese Beurteilung kennenzulernen; neben vielem Gleichartigen findet er auch abweichende Auffassungen.

Die Verfasser wenden sich dann einer kurzen Allgemeinbeschreibung eines schwimmenden Getreidehebers zu, wobei sie grundsätzlich eine Dreiteilung vornehmen: den Schwimmkörper (Ponton) für die Maschinenanlage, die Aufenthalts- und Vorratsräume, ferner die Maschineneinrichtung und endlich die pneumatische Anlage mit ihren Hilfsmaschinen. Die Pontonlänge hat sich den Erfordernissen angepaßt, die Kähne am günstigsten längsseit zu nehmen, die Pontonbreite ist von der nötigen Stabilität abhängig. Die Höhe des Aufbaus mit dem hochliegenden Rezipienten ist wiederum den Umschlagsbedingungen anzupassen. In Antwerpen spielt der Umschlag von Seeschiffen oder Kähnen auf Kähne oder Speicher die Hauptrolle; nur selten wird wieder auf Seeschiffe umgeschlagen, dann nur in kleinere. Danach haben die senkrechten Saugrohre durchweg eine Länge von 20 m. Neben den Hauptmaschienen hat der Schiffskörper noch die Anlagen für Heizung und Beleuchtung und die Kraftspills zum Verholen u. a. m. aufzunehmen. Die gesamte Maschinenstärke ist so auszulegen, daß mindestens 200 t Getreide bei günstigen Bedingungen gefördert werden können; die Berechnung muß von den Luftpumpen ausgehen, sie ist nicht ganz einfach, da Pumpenart, Unterdruck, Luftmenge und -geschwindigkeit richtig aufeinander abzustimmen sind. Die Verfasser beziehen sich in dieser Frage eingehend auf das vorhandene Schrifttum, worüber weiter unten berichtet wird.

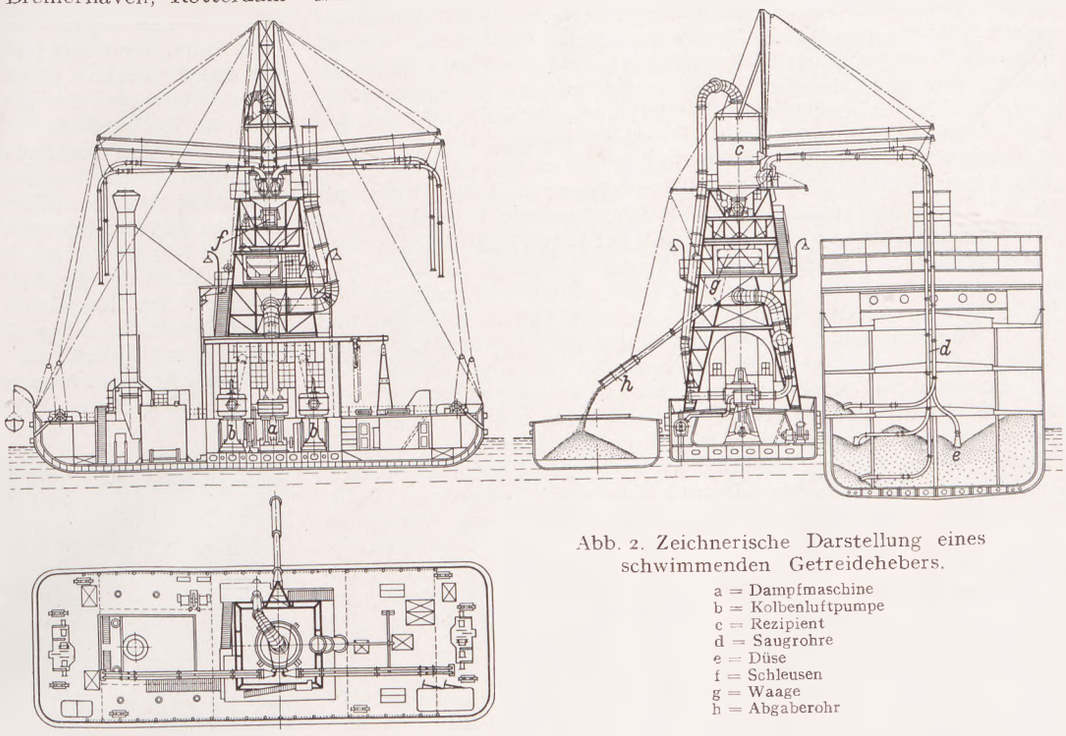


Abb. 2. Zeichnerische Darstellung eines schwimmenden Getreidehebers.

a = Dampfmaschine
b = Kolbenluftpumpe
c = Rezipient
d = Saugrohre
e = Düse
f = Schleusen
g = Waage
h = Abgaberohr

Die grundsätzliche Anordnung der Antwerpener Getreideheber gibt die Abb. 2 wieder. Es kann an dieser Stelle auf eine Beschreibung verzichtet werden, da die Verfasser gelegentlich der Besprechung der dampfgetriebenen Heber im Vergleich zu denen mit Dieselmotoren später noch einmal darauf zurückkommen.

Einen ausgiebigen Raum (55 Druckseiten) verwenden die belgischen Verfasser auf die Wiedergabe und Durchdringung des Schrifttums, das sich mit der Erforschung der für die Förderung im Luftstrom wichtigen Verhältnisse befaßt. Es sind die Arbeiten der Engländer Cramp und Priestley, der Deutschen Gaster-städt und Wagenblast.

Diese Studien sind 1922 und 1924, also zu einer Zeit, wo die pneumatischen Heber praktisch schon hochentwickelt waren, veröffentlicht worden; man kann sie entweder an der unten angegebenen Quelle nachlesen oder aber sich an der eingehenden Wiedergabe und kritischen Betrachtung von Kinart und seinen Mitarbeitern unterrichten. Es sei daher an dieser Stelle die Beschränkung auf die Fragestellung und die wichtigsten Ergebnisse erlaubt.

Priestley und Cramp befassen sich in ihrer Arbeit (veröffentlicht Januar und Februar 1924 in „The Engineer") mit Kraft, Druck und Geschwindigkeit der Luft in einem Saugkanal, mit

der Geschwindigkeit des darin beförderten Getreides und mit der Bestimmung der Kräfte, die auf Luft und Getreide einwirken, wobei hier besonders die Reibung von Luft und Getreide an den Rohrwandungen und das Getreidegewicht beobachtet wird. Es wird auch versucht, den Wirkungsgrad der Luftförderung abhängig von Beschleunigung und Endgeschwindigkeit des Getreides und der Länge des Saugkanales zu bestimmen. Die Wiedergabe der Originalarbeit enthält zahlreiche Formeln und Tabellen, in welch letzteren Vakuum, Querschnittsform und -größe nebst Länge der Rohre, Luftgeschwindigkeit, Getreidegewicht, Leistung und Kraftverbrauch gegenübergestellt sind. Priestley und Cramp führen eine gute Übereinstimmung zwischen ihren errechneten und durch Laboratoriumsversuche ermittelten Zahlen an; ihnen werden einige im Antwerpener praktischen Betriebe ermittelte Zahlen gegenübergestellt, wie denn überhaupt seinerzeit diese Arbeit eine Kritik in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (ZdVDI)" vom 24. Februar fand, 1925 die auf die vielen Annahmen, die den Berechnungen zugrunde gelegt waren, hinwies. Es erschien daher den belgischen Verfassern angezeigt, auf eine weitere Arbeit zurückzugreifen, auf die 1924 im VDI-Verlag erschienene Veröffentlichung des Dr.-Ing. J. Gasterstädt (Dessau) „Die experimentelle Untersuchung des pneumatischen Fördervorganges". In diesem Aufsatz wird die zur Förderung notwendige Arbeit von folgenden Faktoren abhängig gemacht: 1. von den Eigenschaften des zu fördernden Stoffes wie spezifisches Gewicht, Abmessungen, Form und Oberfläche; 2. von der Dichte und Geschwindigkeit der Förderluft; 3. von der Richtung des zu durchlaufenden Weges und 4. vom Durchmesser und der Oberflächenbeschaffenheit des Saugkanales. Gasterstädt geht im Gegensatz zu den Engländern ohne viele Formeln von einer einfachen theoretischen Grundlage aus, die nach dem Ähnlichkeitsgesetz gestattet, auch für andere Fördergüter und andere Strömungsmittel Anwendung zu finden. Gasterstädts Untersuchungen beruhen auf einer großartigen Laboratoriumsanlage, die ihm die Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck in der Technischen Hochschule zu Dresden zur Verfügung stellte. An ihr konnten alle Vorgänge einer Getreideförderanlage dargestellt und alle wichtigen Größen durch zahlreiche Meßstellen zahlenmäßig ermittelt werden; die Getreidekornbewegung wurde photographisch ermittelt. Gasterstädts Arbeit zeichnet sich in dem belgischen Aufsatz durch die Wiedergabe zahlreicher Schaulinien (für den französischen Text umgezeichnet) aus; Druckverhältnisse und Geschwindigkeiten der Luft, geförderte Stoffmengen, Mischungsverhältnisse, Widerstandswerte u. a. m. lassen sich anschaulich aus diesen Linien entnehmen. Interessant ist die Feststellung, daß die Geschwindigkeit des Getreides an jeder Stelle des Rohrquerschnittes gleich ist, ebenso die der Luft und ferner, daß das Getreidekorn auf seinem Wege im Luftstrom eine außerordentlich geschwinde Drehung (10 000—20 000 U/min) ausführt.

Als dritte wichtige Arbeit auf dem Gebiete der Pneumatik wird die etwas früher erschienene Arbeit von Dr.-Ing. Wagenblast wiedergegeben, die sich hauptsächlich mit den Energieverlusten bei der Luftförderung befaßte. Verluste treten ein durch Wirbelung, Schwingung und Resonanz der Luftsäule im Ansaug- und Auspuffsystem. Wagenblast machte seine Untersuchungen an einer von Luther, Braunschweig, zur Verfügung gestellten Anlage mit einer Leistung von etwa 12 t/h, die von einer doppeltwirkenden Kolbenpumpe und einem 40 PS-Motor hervorgebracht wurde. Seine Aufgabe sah er in der Untersuchung folgender Punkte: Prüfung der Resonanz in gekrümmten und senkrechten Rohrstrecken, Studium des Schwingungseinflusses auf die Pumpenarbeit, Richtlinien zur Vermeidung der Resonanzverluste. Ausgehend von einer theoretischen Grundlage werden die Versuchsbedingungen entwickelt und durch Messungen die Abhängigkeit der Resonanz von Rohrlänge und Pumpendrehzahl, sowie der Einfluß der Resonanz auf die verlangte Leistung festgestellt und in Schaulinien aufgetragen. Krümmungen wurden als belanglos für Resonanzerscheinungen gefunden; dagegen kann bei längeren Rohrleitungen (11—22 m) der Energieverlust durch Resonanz bis zu 40% anwachsen. Zur Vermeidung dieser Verluste muß man die Eigenfrequenz des Systems ändern oder die Pumpendrehzahl erhöhen; mit anderen Worten, man muß die kritische Zone, in der Eigenfrequenz und aufgezwungene Schwingung zusammenfallen, vermeiden.

Ebenso eingehend wie die Antwerpener Verfasser dieses Schrifttum wiedergeben, machen sie sich auch mit wissenschaftlicher Gründlichkeit an die Kritik heran. Zunächst behandelt jede der Arbeiten nur ein Teilgebiet des ganzen Problems; Cramp arbeitete rein theoretisch unter Bedingungen, die mit der Praxis nicht vergleichbar sind; Gasterstädt berücksichtige zwar die Praxis, aber nur einseitig auf der Saugseite, Wagenblast schließlich behandele nur die Vorgänge in reiner Luft ohne Fördergut und läßt das übliche Arbeiten mit zwei Luftpumpen unberücksichtigt. So wertvoll die Arbeiten im einzelnen seien, so wenig gäben sie dem Konstrukteur Anregung, wie denn auch keine der Baufirmen Nutzen aus den Ergebnissen gezogen habe. Schließlich würde der Wirkungsgrad der pneumatischen Förderung immer gering bleiben. Daher müsse der Konstrukteur danach streben, andere Geräteformen für die Förderung im Luftstrom zu entwickeln, Antriebsmaschinen mit besserer Wirtschaftlichkeit als die Dampfmaschine anzuwenden und endlich die Anzahl der Hebermannschaft zu verkleinern. Der Benutzer der Heber aber soll sich klar machen, welchen Bedingungen bei der Abnahme der Heber zu genügen hat, welche Teile von ihm der ständigen Aufsicht und Wartung bedürfen, und wie die Arbeit einzurichten ist, die ihm die beste Wirtschaftlichkeit, ausgedrückt durch den Brennstoffverbrauch im Verhältnis zur geförderten Getreidemenge, gewährleiste. Die folgenden Kapitel zeigen, wie die Antwerpener Verfasser sich um diese Forderungen bemüht haben. Sie geben zunächst eine Beschreibung der beiden Hebertypen in Antwerpen, der mit Dampfmaschine und der mit Dieselmotor. Die Heber mit den Nummern 1 bis 21 sind alle dampfangetrieben (Abb. 3). Der Schwimmkörper ist 30 × 10 × 3,30 m groß und beherbergt in fünf abgeschotteten Abteilungen die Räume für Vorrat, Ausrüstung, Kabel, Lampen u. ä., für Ballasttanks, für Kessel und Maschinen, für Leitung und Besatzung. Auf dem Deck befinden sich Winden und Spills zum Verholen und Festmachen, Anker u. dgl. Den Hauptplatz nimmt der etwa 15 m hohe Aufbau in Eisenkonstruktion ein mit seinen Plattformen, Treppen und Betriebsräumen, in denen sich die pneumatischen Apparate, die Waagen und die Winden zur Rohrbedienung befinden (Abb. 2). In der Mitte des Pontons sind Kessel- und Maschinenraum untergebracht. Der Kessel hat 145 m² Heizfläche und entwickelt 11 atü Dampfdruck. Er entspricht der schottischen Marinetype und ist ausgerüstet mit Überhitzer (bis 300° C) und Speisewasservorwärmer. Von der eingehend beschriebenen Verbunddampfmaschine möge hier die Angabe genügen, daß sie 280 PS entwickelt und in der Drehzahl

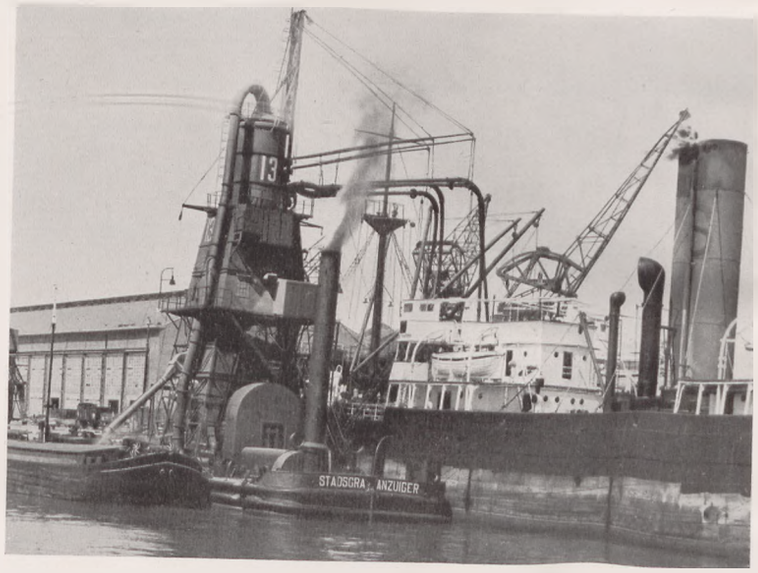


Abb. 3. Dampfbetriebener schwimmender Getreideheber im Hafen von Antwerpen.

zwischen 60 und 120 U/min zu regeln ist. Auf derselben Welle mit ihr sitzt das Schwungrad und zu beiden Seiten die zwei Kolbenluftpumpen (Kolbendurchmesser 1310 mm). Als Hilfsmaschinen sind vorhanden: Speisepumpe, Zirkulationspumpe, Benzinmotorpumpe für Ballasttanks, zwei Dampfdynamos für Licht- und Kraftbedarf, eine Benzindynamo für die Beleuchtung bei Außerbetriebnahme der Dampferzeugung. Auf der obersten Plattform des Aufbaus befindet sich der durch die Pumpen luftleer gehaltene Rezipient mit Staubabscheider. An seinem unteren Ende gestatten zwei elektrisch angetriebene Drehschleusen die Entnahme von Getreide und Staub ohne Lufteinbruch. Bei Eindringen von sperrenden Fremdkörpern sind die Schleusen durch Rutschkupplungen geschützt. Die Getreideschleuse entleert in einen Trumpf von 10 t Fassungsvermögen, aus dem der Wäger durch handbetätigte Schieber seine Dezimalwaage beaufschlagen kann. Die ebenfalls handbediente Waage ist pendelnd und gedämpft aufgehängt, damit sie bei Schräglage und Stößen des Hebers nicht behindert wird. Der Nachweis der Stabilität und Schwimmfähigkeit des Hebers wird besonders ausgeführt.

Der nun folgenden Beschreibung eines dieselangetriebenen Hebers soll hier im Gegensatz zu der oben etwas summarisch wiedergegebenen Betrachtung eines dampfangetriebenen Umschlagsgerätes mehr Raum gewidmet werden, da sie viele Anregungen enthält. Bestrebungen, die Wirtschaftlichkeit des Dampfantriebes zu verbessern, waren im letzten Jahrzehnt wohl im Gange, doch blieb der Dampfverbrauch, der unter allergünstigsten Bedin-

gungen etwa 1 kg je geförderte Tonne Getreide betrug, im Jahresmittel nicht unter 3 kg/t. Die Hauptverlustquelle war die Dampfhaltung während der Betriebspausen; nur durch Anwendung von Verbrennungsmotoren konnte man sie vermeiden. Weitere Vorteile waren die billige Unterbringung des Brennstoffes und die Einsparung des Heizers. Immerhin war es ein bedeutsamer Entschluß, als man sich 1928 in Antwerpen zur Beschaffung eines Dieselmotors für Getreideheber entschied, denn gerade auf intermittierend betriebenen Wasserfahrzeugen waren die Erfahrungen mit Dieselmotoren sehr verschiedenartig. Von den beiden möglichen Lösungen der Kraftübertragung auf die Luftpumpen — dieselelektrisch oder dieselmechanisch — wählte man die mit Riemenantrieb, wobei die Drehzahl der Motoren 290 U/min, die der Kolbenluftpumpen 110 U/min beträgt. Sehr ernst mußte die Gefahr erwogen werden, das Wiegegeschäft auf dem Heber durch die Erschütterungen des Dieselbetriebes zu stören. Weitere Bedenken wurden zur Antriebsart der Hilfsmaschinen geäußert, da man im Begriffe war, von dem einfachen und unverwüstlichen Dampfantrieb abzugehen. Schließlich siegte hier der Vorschlag der dieselelektrischen Kraftübertragung. Alle Forderungen fanden ihren Niederschlag in sehr scharfen Ausschreibungsbedingungen, besonders die Garantie des Brennstoffverbrauches, die Erschütterungsfreiheit für die Waagen und das einwandfreie Arbeiten aller Hilfsmaschinen. Den ersten der neu zu bestellenden Dieselheber (Nr. 22) bekam die Miag, Braunschweig, mit Deutz-Dieselmotoren in Auftrag. Die Abnahmeversuche ergaben einen Brennstoffverbrauch von 165,9 g je Tonne Getreide bei einer Leistung von 277,42 t/h mit vier Rohren. Nach einjähriger Bewährung entschloß man sich, zwei weitere Heber (Nr. 23 u. 24) ebenfalls mit Dieselmotoren zu bestellen, wobei nach den Erfahrungen mit Nr. 22 einige praktische Verbesserungen vorgenommen wurden. Diese für Antwerpen neuesten Heber lieferte 1932/33 die Firma Verschure, Amsterdam (die Pontons wurden auf der Werft von Jos Boel & Sohn, Tamise, hergestellt). Eine verkürzte Wiedergabe der Beschreibung möge hier folgen. Der Schwimmkörper in den Abmessungen von 30 × 11 × 3,40 m enthält in den üblichen wasserdichten Einteilungen die nötigen Räume, darunter in der Mitte den Maschinenraum. Aus der Abb. 4 ist die Anordnung der Haupt- und Hilfsmaschinen gut zu erkennen. Die beiden dreizylindrigen Viertakt-Dieselmotoren von zusammen 290 PS treiben mit einem Riemen die beiden Luftpumpen an, der Regelbereich ihrer Drehzahl geht von 70—290 U/min, ihr Ungleichförmigkeitsgrad 1 : 120, ihr garantierter Brennstoffverbrauch 175 g/PSh eff. Die im gleichen Raum untergebrachten Gasölbehälter fassen zusammen 20 m³. Für den elektrischen Antrieb sämtlicher Hilfsmaschinen dienen zwei dieselelektrische Maschinensätze zu je 30 kW Leistung bei 220 Volt Gleichstrom, es können zehn Hilfsmaschinen (besonders Pumpen und Winden) von 1½—18 PS von ihnen betrieben werden. Bei Stilliegen des Hebers beschafft ein kleines Hilfsaggregat von 4 kW den nötigen Strom. Daß der Heber mit allen modernen Beleuchtungs-, Lüftungs- und Heizungsanlagen (elektrisch und Warmwasser) und Signaleinrichtungen versehen ist, versteht sich von selbst. Die Rohranlage enthält vier Saugrohre von 20 m Länge bei 9 m Ausladung. Die Ergebnisse bei der Abnahme, deren sehr scharfe Bestimmungen ausführlich wiedergegeben werden, waren diese:

Heber Nr. 23 330 t, Brennstoffverbrauch 153 g/t } Leistung mit
„ „ 24 309,6 t „ 167 g/t } vier Rohren.

Im vorletzten Kapitel ihrer umfangreichen Arbeit wenden sich dann die belgischen Verfasser der Anwendung und den Vorteilen der pneumatischen Getreideheber zu, wobei die gemachten Erfahrungen zur Kenntnis gebracht werden. Sie beginnen mit einer Aufzählung der in den europäischen Häfen vorhandenen schwimmenden Heber; es sind 136 Stück, ein Beweis für ihre Wertschätzung. Trotzdem seit Duckham der Kraftverbrauch auf ¼ des ursprünglichen gesenkt wurde — unter sehr guten Umschlagsverhältnissen kann man 1 PSh/t rechnen —, ist der mechanische Wirkungsgrad nicht besonders, so daß es nicht an Versuchen fehlte, die Wirkung der pneumatischen Heber zu verbessern. Es werden eine Reihe von Erfindungen beschrieben, die sich aber nicht durchgesetzt haben, mit Ausnahme der seit 1916 von der Firma H. Simon, Manchester, eingeführten Turbogebläse. Von den damit ausgerüsteten Hebern werden besonders die von der Firma Hartmann, Offenbach, im Jahre 1932/33 für Sowjetrußland gelieferten 2 schwimmenden Heber kurz geschildert[2]. Die englische Bauweise ist allerdings später nicht wieder zu den Turbogebläsen zurückgekehrt, wie sich auch das Zahnradgetriebe für die Kolbenpumpen bei den Engländern nicht bewährt hat. Für die besonders an der englischen Bauart interessierten Leser wird auf das englische und französische Schrifttum hingewiesen, während der Berichterstatter den oben erwähnten Aufsatz von Dr.-Ing. Carl A. E. Müller, Braunschweig, hinzufügen möchte.

[2] Vgl. hierzu den Aufsatz Dr.-Ing. Georg Segler, „Neues in der pneumatischen Getreideförderung insbesondere bei der Schiffsverladung", Fördertechnik, Heft 11/12 1935.

Kinart und seine Mitarbeiter entwickeln nun ihre eigenen Gedanken, nach denen sie ihre neuen Heber Nr. 22, 23 und 24 haben bauen lassen. Ihnen ist der schwimmende Heber mit Dieselantrieb wirtschaftlicher als mit Dampfantrieb, die Kraftübertragung zwischen Motor und Pumpe muß elastisch sein. An Bord ist die Kolbenluftpumpe dem Turbogebläse vorzuziehen. Die Leistungsfähigkeit sollte nützlicherweise bis zu 250 oder gar 350 t/h gesteigert werden können. Die stehende Kolbenpumpe ist deswegen vorzuziehen, weil sie robust und unempfindlich gegen Staub ist, weil ihre Drehzahl technisch und wirtschaftlich sehr gut zur Dampfmaschinendrehzahl paßt. Der Dieselmotor dagegen eignet sich nicht zum direkten Antrieb; hier ist Riemenübertragung am Platze. Seine durch Kolbenstöße erzeugten Schwingungen haben weder die Wiegetätigkeit noch die Konstanthaltung des Vakuums gehindert; wohl aber haben sie, da der Ungleichförmigkeitsgrad des Dieselmotors samt der Pumpe auf dem Heber Nr. 22 nur etwa 1 : 35 war, nach 4766 Betriebsstunden zum Bruch der Welle geführt. Der Ungleichförmigkeitsgrad wurde auf 1 : 50

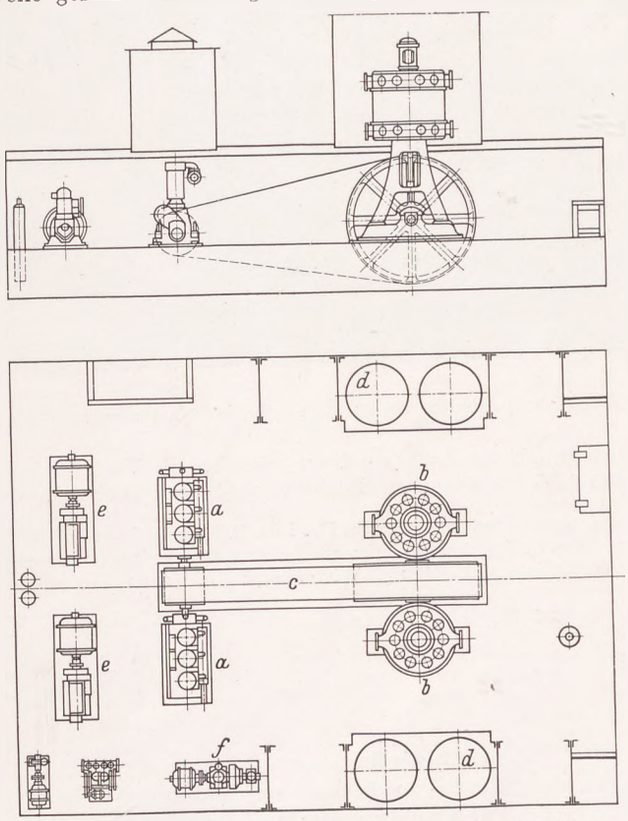


Abb. 4. Maschinenanordnung der dieselbetriebenen Heber.
a = Dieselmotoren
b = Kolbenluftpumpen
c = Riemenantrieb
d = Gasölbehälter
e = Dieseldynamos
f = Hilfsaggregat

verbessert und für die beiden anderen Heber Nr. 23 und 24 in Anwendung gebracht, so daß bis jetzt keine Störung mehr erfolgte. Kolbenaggregaten wird stets der Mangel schlechter Gleichförmigkeit anhaften; es ist daher verständlich, wenn immer wieder auf die rotierenden Gebläse hingewiesen wird. Ein Angebot auf Turbogebläse bei den Hebern Nr. 23 und 24 hat leider ergeben, daß sie um 50% stärkere Antriebsmaschinen verlangten. Außerdem werden sie wegen ihrer hohen Drehzahl (9—10 000 U/min) für viel empfindlicher gehalten als Kolbenpumpen mit ihren Ventilen.

Als Riemenstoff beim Dieselantrieb hat sich nach Antwerpener Erfahrungen Kamelhaargewebe am besten bewährt. Großer Verschleiß besonders durch den im Getreide vorhandenen Staub tritt in den Rezipienten, Rohren, Düsen, Getreide- und Staubschleusen auf, zumal dort, wo der Förderstrom Krümmungen durcheilen muß. Hier hilft man sich durch Einbau auswechselbarer Verschleißplatten aus hochfestem Stahl, die bei der Staubschleuse zweimal im Jahre zu erneuern sind. Die Saugrohre bestehen aus 1½ mm starkem Sonderstahl von 60—70 kg/mm² Festigkeit, der Rezipient aus 9 mm starkem Stahlblech, mit dem ihm eine Haltbarkeit auf 10—15 Jahre zugebilligt wird.

Die Wahl des Dieselmotors bei den drei letzten Hebern, die sich technisch gut bewährt hat, wird noch besonders wirtschaftlich von den drei belgischen Verfassern gerechtfertigt. Der früher sehr viel höhere Preis des Dieselmotors hat sich in den letzten Jahren durch Rationalisierung stark gesenkt und den Beschaffungskosten einer Dampfanlage sehr genähert. Der Verbrauch an Brennstoff und Schmiermitteln ist bei gerechter Würdigung aller Verhältnisse beim Dieselmotor geldlich nur die Hälfte von dem bei der Dampfanlage,

ungerechnet die Ersparnis am Heizpersonal und die einfachere Bunkerweise beim Gasöl. Außerdem sind nach Kinart die Instandsetzungskosten beim Dieselmotor sogar kleiner als bei der Dampfanlage, wo der Kessel viele Reparaturen notwendig macht. Die Lebensdauer einer Dieselanlage wird nach seiner Schätzung zwischen der einer Dampfmaschine und der eines Dampferzeugers liegen. Die geringere Anpassungsfähigkeit des Dieselmotors an Drehzahländerungen wird für den Heberbetrieb nicht für erheblich gehalten; alles in allem sei es von Vorteil, einen Dieselantrieb zu wählen.

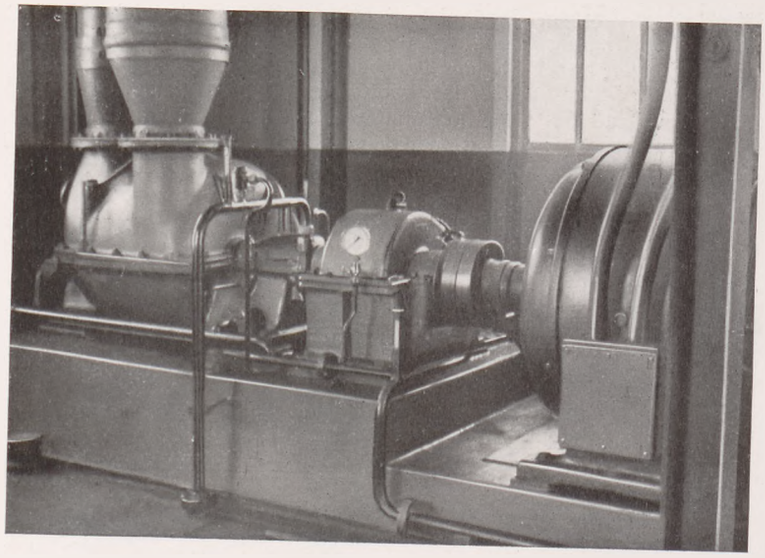


Abb. 5. Turbosauger des landfesten Getreidehebers im Hafen von Antwerpen.

Hinsichtlich der Anwendung werden die Vorteile des pneumatischen Hebers vor dem Becherwerk hervorgehoben[3]. Obwohl dieses unstreitig einen höheren mechanischen Wirkungsgrad als der Sauglufthe ber hat, tritt es doch in den europäischen Seehäfen gänzlich hinter jenem zurück. Die Vorteile bei der Entladung von Seeschiffen und -kähnen sind zu groß gegenüber dem Becherwerk, als daß man sie verkennen könnte. Der pneumatische Heber kann mit seinen Rohren überall hinkommen, auch unter Deck, kann Getreide in dünnen Schichten, aus Winkeln und Ecken, in kleinsten Partien erfassen, er schafft schnell mit wenig Bedienung und erlaubt auch bei schlechtestem Wetter den Getreideumschlag; beim Seeschiff kommt noch hinzu, daß wegen des Fehlens jeder Staubentwicklung gleichzeitig auch noch Stückgut umgeschlagen werden kann. Zudem wird das Getreide nach langer Seereise wieder belüftet, was seiner Güte von Nutzen ist.

Zum Schluß der inhaltsreichen Arbeit wird noch eine eingehende Beschreibung des auf dem Kai fahrbaren Getreidehebers der Antwerpener Getreidehandelsgesellschaft gebracht, der 1931 in Betrieb kam und von der Firma Simon, Manchester, erbaut wurde. Er dient dem Umschlag zwischen Leichter und Speicher bzw. Eisenbahn, und hat eine Stundenleistung von 90 t bei losem und von 60 t bei eingesacktem Getreide. Die Form dieses Hebers ist auffallend: ein dreistöckiges Haus aus Eisen auf vier Beinen, deren Fahrwerke um 90° umgesetzt werden können, weil der Heber auf zwei benachbarten, rechtwinklig zu einander liegenden Kaistrecken arbeiten muß. Das erste Geschoß enthält Turbogebläse mit Elektromotor, Abgaberohre und Sackrutsche, das zweite die elektrischen Steuerapparate, eine 2 t-Dezimalwaage und vier automatische Absackwaagen zu je 200 kg, das dritte Rezipient mit Zyklon, Schleusen und Winden für die Rohrbewegung. Die Rohre sind englischen Systems, die Getreideschleusen von schwingender, die Staubschleuse von drehender Bewegung. Der Turboantrieb ist ein Gleichstromelektromotor von 135 kW, regelbar von 945—2650 U/min; durch ein Zahnradgetriebe mit einer Übersetzung von rd. 1 : 6 wird der Turbosauger (Abb. 5) angetrieben. Bei einer Leistung von 90 t/h nimmt er 123 kW auf. Er hat anfänglich einige Kinderkrankheiten durchmachen müssen, zweimal mußte er aufgenommen werden zwecks Beseitigung der Schäden durch Staubanfressungen und zum Nachformen der Schaufeln. Danach hatte er in drei Jahren bei 140 000 t Durchsatz keine Schäden mehr aufzuweisen. Der Turbobetrieb kann danach bei sorgfältiger Behandlung und regelmäßiger Überholung (einmal im Monat) ein nützliches Hilfsmittel für den Hafenumschlag sein.

[3] Vgl. hierzu den Aufsatz von Dr.-Ing. P. Schröder: Die Entladung von Getreideschiffen durch Becherwerke und Sauganlagen in technischer und wirtschaftlicher Beziehung. Wittenberg: A. Ziemsen Verlag 1930.

Wichtige Fachliteratur.

Auszüge.

SB Seegehende Fracht- und Fahrgastschiffe.

Fa 103. 1 S. Fracht- und Fahrgastdampfer „St. Clair" für die Fahrt nach den Orkney- und Shetland-Inseln. (Shipbuilder a. M. E. B., August 1937, S. 420—424. Längsschnitt, Takelriss, 4 Deckspläne, Hauptspant, 3 Lichtb.). Von Hall, Russell & Co., Aberdeen, für die North of Scotland & Orkney & Shetland Dampfschiffahrtsges. erbaut. Ausgangshäfen für die Fahrten sind Leith und Aberdeen. L_L = 76,199 m (250′), B = 11,582 m (38′), H bis zum Oberdeck = 5,029 m (16′ 6″), H bis zum Aufbaudeck = 7,264 m (23′ 10″), Br.-Reg.-T. = 1637, Netto-Reg.-T. = 798, T = 4,419 m (14′ 6″), 380 Fahrg. I. u. II. Kl., Dienstgeschw. = 14 kn, 2100 PSi, 105 Umdr./min.

Das Schiff hat 2 durchlaufende Decks: das Oberdeck und das Aufbaudeck, im Vor- und Hinterschiff außerdem noch ein Zwischendeck. Das Aufbaudeck ist im Bereich der Luke 2 in Lukengröße und anschließend auf Stb.-Seite bis an die Bordwand aufgeschnitten. Die Öffnung wird durch einen wegnehmbaren, mit dem Deck abschließenden Deckel abgedeckt und ermöglicht in Verbindung mit doppeltürigen, deckshohen Seitenpforten auf dem Oberdeck das Anlegen einer Laufbrücke, über die Vieh an und von Bord gebracht werden kann. Es sind 8 w. d. Querschotte vorhanden. Durch sie ergibt sich die Raumeinteilung in 2 Laderäume vorn, einen Querbunker für Kohlen, den Kesselraum, den Maschinenraum, einen hinteren Laderaum und einen Wohnraum für Stewards im Hinterschiff auf dem Zwischendeck. Der Unterraum von Luke 1 und die Unterräume von Luke 3 zu beiden Seiten des Wellentunnels dienen ausschließlich als Laderäume. Alle übrigen Räume, soweit sie nicht für die Unterbringung der Fahrgäste und der Besatzung benötigt werden, können auch als Viehställe hergerichtet werden.

Wegen des im Winter schwächeren Reiseverkehrs ist nur ein Teil der Kammereinrichtung für die I. Kl. fest eingebaut. Dieser Teil ist in einem von Bord zu Bord reichenden Brückendeckshaus untergebracht. Er umfaßt 16 Kammern mit je 2 festen Betten, einem Sofabett und einem Pullmanbett; die Kammern haben fließendes warmes und kaltes Wasser. Den vorderen Abschluß des Brückenhauses bildet ein Restaurant mit 56 Sitzplätzen, das von einer auf dem Promenadendeck angeordneten Küche bedient wird. Das Promenadendeck ist z. T. geschlossen, z. T. offen. Im geschlossenen Teil liegen die Halle, im offenen ein Rauchsalon und die Küche. 20 losnehmbare Kammern für Fahrgäste I. Kl. werden für den stärkeren Ausflugverkehr im Sommer auf dem Oberdeck hinter dem Kesselraum untergebracht. Hieran schließen sich im Hinterschiff 46 Schlafplätze für Fahrgäste II. Kl. in vier- und sechsbettigen Kammern an. Einige weitere Kammern II. Kl. und ein Rauchsalon mit Liegesofas sind in einem Deckshaus auf dem hinteren Teil des Aufbaudecks angeordnet.

Die Ladung wird von 3 dampfgetriebenen Kranen, die sämtlich auf der Stb.-Seite aufgestellt sind, übernommen und gelöscht. Ihre Tragfähigkeiten sind 1½ ts für Luke 1, 4 ts für Luke 2 und 3 ts für Luke 3.

Außer im Kesselraum ist das Schiff mit Doppelboden gebaut. Bemerkenswert ist die Anordnung eines Balkenkiels von 203 mm × 57 mm Querschnitt. An den Seiten sind kräftige Scheuerleisten angeordnet.

Vier Rettungsboote in der Mitte hängen in Welin-Mac Lachlan Schwerkraftdavits, 2 weitere Boote hinten in Quadrantdavits. Die Boote sind 7,6 m lang. — Die Innenräume haben Thermotanklüftung und -heizung.

Als Antriebsanlage ist eine Dreifachexpansionsmaschine eingebaut, die ihren Dampf von zwei Zylinderkesseln mit p = 15,8 at erhalten. Howden's Zug. Elektrischen Strom liefern zwei Dampfgeneratoren. Kl.

SB Widerstand, Leistung, Modellversuche.

Fa 104. Neue Dreischraubenschiffe. Für holländische Reedereien befinden sich gegenwärtig vier größere Fahrgastschiffe mit Dreischraubenantrieb im Bau. Drei von ihnen sind Schwesterschiffe — „Boissevain", „Ruys" und „Tegelberg" (s. Fz 193, WRH 1937, S. 269). Einen weiteren Neubau von größeren Abmessungen und höherer Geschwindigkeit mit 3 Schrauben hat im Frühsommer dieses Jahres die N. V. Stoomvaart Mij „Nederland" bei der Nederlandsche Scheepsbouw Mij. in Amsterdam in Auftrag gegeben. Dieses für den Dienst nach dem fernen Osten bestimmte Schiff wird bei einer Länge in der W. L. von 192,020 m, einer Breite von 25,450 m und einer Seitenhöhe von 11,684 m einen Bruttoraumgehalt von rd. 24 000 Reg.-T. haben und Fahrgasteinrichtungen für 513 Reisende der I. und II. Kl., 148 der III. Kl. und 52 in der IV. Kl. erhalten. Als Antriebsmaschinen sind gleichfalls einfachwirkende Zweitakt-Sulzermotoren, allerdings mit je 12 Zylindern und einer Gesamtleistung von 27 000 PSe vorgesehen. Hiermit soll eine Dienstgeschwindigkeit von 21 kn erreicht werden. Für Hilfszwecke sind 5 weitere Dieselmaschinen von je 1800 PSe bestimmt. Das Schiff soll im Juli 1939 geliefert werden und gegenüber den bisher auf dieser Strecke verkehrenden Schiffen „Johan van Oldenbarnevelt" und „Marnix van St. Aldegonde" eine Verkürzung der Fahrzeit von Genua nach Batavia von 20 auf 16 Tage bringen.

Das in der Schiffahrt heute allgemein zu beobachtende Streben nach höherer Geschwindigkeit und die damit verbundene Notwendigkeit, größere Maschinenleistungen einzubauen, führen bei mittelgroßen Fracht- und Fahr-

gastschiffen im Falle des Antriebes durch Dieselmotoren beinahe zwangsläufig vom Zweischrauben- zum Dreischraubenschiff, wenn bewährte und häufig verwendete Motorentypen und -größen beibehalten werden sollen. Diese Entwicklung ist in mancher Hinsicht ähnlich der Zeit, in der — vor der Einführung der Abdampfverwertung nach den Konstruktionen von Bauer-Wach u. a. — aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten heraus zahlreiche Fracht- und Fahrgastdampfer mit zwei Kolbenmaschinenanlagen zur besseren Dampfausnutzung eine besondere Abdampfturbine auf einer Mittelwelle eingebaut erhielten.

Die Betriebsergebnisse dieser neuen Dreischraubenschiffe werden mit besonderem Interesse erwartet werden, da wenige zuverlässige Messungen über mit Dreiwellenanlagen erreichte Antriebswirkungsgrade vorliegen. Im Gegensatz zu den früheren Dreiwellenschiffen, bei denen die Leistung der Abdampfturbine gewöhnlich kleiner als die der Kolbenmaschinen war, erhalten bei den neuen Motorschiffen alle 3 Wellen die gleiche Leistung. Kl.

SB Widerstand, Leistung, Modellversuche.

Fa 105. Das blaue Band des Nordatlantik (die bisher schnellsten Reisen der „Normandie" und der „Queen Mary"). Fahrtverlust der „Normandie" bei schlechtem Wetter. (Shipbuilder a. M. E. B., September 1937, S. 480.)

Anfang August 1937 stellte die „Normandie" in beiden Richtungen der Nordatlantiküberquerung neue Rekorde auf. Ihre Zeiten sind in der Ost-West-Fahrt von Bishop's Rock bis Ambrose Channel 3 Tage, 23 Stunden, 2 Minuten entsprechend 30,58 kn Durchschnittsgeschwindigkeit, das höchste Etmal (über 25 Std.) war 781 sm = 31,24 kn. Auf der Rückreise wurden 3 Tage, 22 Stunden, 7 Minuten benötigt, gleich 31,20 kn Durchschnittsgeschwindigkeit — höchstes Etmal ostwärts (über 23 Std.). 725 sm = 31,50 kn.

Die besten Werte der „Queen Mary" sind bisher 4 Tage, 27 Minuten = 30,14 kn westwärts und 3 Tage, 23 Std., 57 Minuten = 30,63 kn ostwärts (beide im August 1936).

Die „Normandie" traf auf ihrer Rekordfahrt westwärts am 1. August während 6 Std. das Ende eines Orkans an, wobei absolute Gegenwindgeschwindigkeiten von 70 sm/h gemessen wurden. Die See erreichte Höhen von 9—11 m. Trotz dieser Verhältnisse wurde an diesem Tage die höchste Durchschnittsgeschwindigkeit von 31,24 kn erreicht. Die Geschwindigkeit fiel niemals unter 28 kn, für die Fahrgäste entstand keine ungewöhnliche Belästigung, beides ein Beweis für die Seetüchtigkeit der „Normandie" bei Fahrt gegen schwere See, zugleich auch ein Nachweis der Wichtigkeit windschnittiger Ausbildung der Aufbauten bei Schiffen mit großem Überwasserschiff. Kl.

Zeitschriftenschau.

SB Seegehende Sonderschiffe.

Fz 211. 1 S. Motortankschiff „Yenangyaung". (Shipbuilder a. M. E. B., September 1937, S. 465—466, Längsschnitt und Deckspläne, 3 Lichtb.) Von Swan, Hunter a. W. Richardson für die Burmah Oil Co. erbaut. L ü. a. = 122,299 m (401′ 3″), LL = 117,346 m (385′), B = 16,459 m (54′), H = 9,449 m (31′), T = 7,467 m (24′ 6″), Tragf. = 7000 ts Dienstgeschw. = 12 kn, 3500 PSe. Bauart: Isherwood-Längsspanten mit Knieblechen, Mittellängsschott und Sommertanks. 2×7 Haupttanks und 2×4 Sommertanks. Ein Pumpenraum zwischen Tank 4 und 5 (von hinten gezählt) und ein kleinerer Pumpenraum vorn. Back, Brücke, Poop wie üblich. 2 Pumpen je 300 ts/h und 2 Pumpen je 100 ts/h. Antrieb: ein Doxford-Zweitaktmotor 4×600×2320. 2 Hilfskessel für Ölfeuerung, von denen einer auch mit Abgasen beheizt werden kann.

Fz 212. 1 S. Tankdampfer „Mobiloil", „Pan Amoco", „Pan American" und „Mobilgas". (Shipbuilder a. M. E. B., Juli 1937, S. 376—382, Längsschnitt, 3 Deckspläne, Hauptspant, Maschinenanlage, 1 Lichtb.) Von der Sun Shipbuilding & Dry Dock Co. in Chester, Pa., für die Pan-American Petroleum and Transport Co., bzw. für die Socony Vacuum Oil Co. erbaut. L_L = 147,977 m (485′ 6″), B = 20,726 m (68′), H = 11,277 m (37′), T = 9,115 m (29′ 10⅞″), Verdrängung auf vollem Tiefgang in Seew. = 21 507 ts, Tragf. = 15 515 ts, Gewicht des Schiffskörpers = 5307 ts, der Maschinenanlage = 685 ts. Bunkerinhalt (Heizöl) = 1280 ts, Br.-Reg.-T. = 9874, N.-Reg.-T. = 6137, Dienstgeschw. = 12½ kn, Maschinenleistung = 4000 PSe. Bauart: Isherwood-Längsspanten ohne Kniebleche, zwei Längsschotte, je etwa ¼ B aus Mitte. 4×8 Ladeöltanks, ein Pumpenraum zwischen Tank 4 und 5 und ein Pumpenraum vorn. Antrieb: Zweistufige Turbinenanlage, Typ: De Laval, mit doppeltem Übersetzungsgetriebe, Propellerdrehzahl = 75 i. d. Min. Zwei ölbeheizte Foster-Wheeler-Wasserrohrkessel, p = 26,36 at. t = 370° C mit Überhitzer und Vorwärmer und ein Hilfskessel ähnlicher Bauart mit p = 10,5 at. Die Kessel sind in einem besonderen Kesselraum oberhalb und hinter der Turbinenanlage aufgestellt.

Fz 213. Motorschiff „Rochester Castle" für Kühlladung. (Motor Ship, Lond., Juni 1937, S. 97—101, 18 Lichtb.; Marine Engr., Juni 1937, S. 169 u. 170, 2 Lichtb.; Shipbuilder a. M. E. B., Juni 1937, S. 342 u. 343, 2 Lichtb.) Erbaut von Harland & Wolff für die Union-Castle Mail Steamship Co. für den Südafrikadienst. L zw. Pp = 137,16 m, B = 16,15 m, Geschw. = 16 kn. Antrieb durch achtzylindrigen, doppeltwirkenden B. & W.-Motor 620×1400 mm, Leistung 8000 PSi, welche auf 8700 B.-PS gesteigert werden kann, entsprechende Schiffsgeschw. etwa 19 kn. Die Kolbenschieber für den Auspuff in den Deckeln und Böden werden im Gegensatz zu der normalen Ausführung durch Exzenter angetrieben. Zylinder und Deckel werden durch Frischwasser, Kolben durch Schmieröl gekühlt. Alle Hilfsmaschinen einschl. der drei CO_2-Kompressoren haben elektrischen Antrieb, für Stromerzeugung dienen drei 300 kW-Generatoren mit Antrieb durch sechszylindrige Viertaktmotoren.

Fz 214. Größtes französisches Motortankschiff „Emile Miguet". (Shipbuild. Shipp. Rec., 17. Juni 1937, S. 745—747, Schiffs- u. Maschinenraumpl., 2 Lichtb.) L zw. Pp = 167,7 m, B = 22,5 m, T = 9,75 m, 30 600 t Deplacement, erbaut von den Ateliers et Chantiers de France in Dünkirchen. Antrieb durch zwei sechszylindrige B. & W.-Viertaktmotoren 740×1500 mm mit Luftaufladung durch rotierendes Gebläse mit Kettenantrieb, Höchstleistung zusammen 7260 B.-PS bei 121 Umdr./min. Zylinder und Deckel werden durch Seewasser, Kolben durch Öl gekühlt. Pumpen und Hilfsmaschinen werden teils elektrisch, teils durch Dampf angetrieben. Hierfür sind 3 Zylinderkessel von je 200 m² Heizfläche mit Ölfeuerung und künstlichem Zug vorhanden, zwei von ihnen können auch mit den Abgasen der Motoren betrieben werden.

MB Kessel.

Fz 215. Neue Kesselarten. (Bull. techn. Bur. Veritas, Juni 1937, S. 136—138, 4 Abb.) Beschreibung des Loeffler-Kessels („Conte Rosso") nebst automatischer Speisung, des Velox-Kessels („Athos II") und des Babcock-Johnson-Kessels („Asturias" und „Alcantara").

MB Dampfturbinen.

Fz 216. Turbinendampfer „Kongo Maru" und „Koan Maru". (Shipbuilder a. M. E. B., Mai u. Juni 1937, S. 296 bis 298, 336—340, Schiffs- u. Maschinenraumplan, Turb.-Zeichnung, 5 Lichtb.). Erbaut in Japan für den Fahrgast- und Frachtverkehr nach Korea, 2720 t d. w., Geschw. 20 kn, L zw. Pp = 126,5 m, B = 17,46 m, T = 6,1 m. Antrieb durch zwei Satz Hochdruck- und Niederdruck-Zoelly-Turbinen von zusammen 12 000 WPS; die Leistung kann auf 15 600 WPS gesteigert werden. Einfache Ritzelgetriebe, Propellerdrehzahl etwa 220 pro Min. Acht Einender-Zylinderkessel mit künstlichem Zug und Kohlefeuerung, Dampfdruck 17,5 at, Dampftemperatur 300° C. Alle Hilfsmaschinen mit Ausnahme einer Hilfsspeisepumpe haben elektrischen Antrieb. Auf der Probefahrt wurde bei 17 363 WPS eine Geschwindigkeit von 23,193 kn erreicht; der Brennstoffverbrauch bei Normalleistung betrug 0,458 kg/WPS/h.

MB Hilfsmaschinen.

Fz 217. Luftvorwärmer für Schiffskessel. (Bull. techn. Bur. Veritas, Juni 1937, S. 127—133, 17 Abb.) Bedeutung der Luftvorwärmer für den Kesselwirkungsgrad, die Wärmeübertragung und den Verbrennungsvorgang. Schwierigkeiten im Betriebe und ihre Vermeidung, Entzündungen im Vorwärmer, Verrosten infolge Schwefelsäurebildung, Verstopfung durch feste Niederschläge. Methoden der Reinigung. Beschreibung der Hauptarten: Oberflächen- und Regenerativvorwärmer. Plattenvorwärmer mit ebenen Wänden (Foster-Wheeler, Rotator, Aireco, Thermix) und wellenförmiger Führung (Howden), Röhrenvorwärmer mit einfachen und konzentrischen Röhren, Ljungström-Vorwärmer.

Bücherschau.

Die Wälzlager. Von Wilhelm Jürgensmeyer, Direktor der Vereinigte Kugellagerfabriken A.-G., Schweinfurt. Mit etwa 1200 Textabbildungen 41 Tabellen und 5 Tafeln. 498 S. Berlin: Julius Springer 1937. Preis geb. RM 48,—.

In diesem Werk ist zum erstenmal in umfassender Weise die geschichtliche Entwicklung der Wälzlager dargestellt. Es erweist sich darin, daß die Fortschritte in der Gestaltung der Wälzlager seit 1900 wesentlich größer sind als in den voraufgegangenen Jahrhunderten zusammengenommen. Die Auszüge aus Patenten und Druckschriften geben auch einen guten Überblick über den Stand der Technik. Das Buch ist daher nicht nur eine interessante Lektüre, sondern auch eine wichtige Grundlage für die Beurteilung neuer Erfindungen auf diesem Gebiet.

In ausführlicher Weise werden die Eigenschaften der neuzeitlichen Lagerarten beschrieben. Mit Hilfe dieser Kenntnisse ist der Verbraucher in der Lage, für jeden Verwendungszweck das geeignete Lager auszuwählen. Schon Stribeck erkannte bei seinen klassischen Versuchen, daß der Grad der Erwärmung während des Laufes, d. h. die Reibung ein Maßstab für die Verwendbarkeit und Güte der Bauart ist. Die theoretischen Überlegungen und die vielen angeführten Versuche zeigen für die verschiedenen Lagerarten bei verhältnisgleicher Belastung und gleicher Drehzahl verschieden hohe Temperatursteigerung. Für hohe Drehzahlen sind daher nur einige Lagerarten geeignet, während andere Bauarten besonders für große Drücke zweckmäßig sind.

Mit Rücksicht auf die hohen Anforderungen, die z. B. der Werkzeugmaschinenbau an die Maß- und Laufgenauigkeit stellt, ging der Verfasser auch auf diesen Punkt in ausführlicher Weise ein. Es wird nachgewiesen, daß die über die genormten Werte hinausgehenden Forderungen fabrikatorisch und wirtschaftlich eine große Belastung darstellen, so daß von Fall zu Fall untersucht werden muß, ob eine Verringerung der Toleranzen wirklich notwendig ist.

Eine Lagerung mit sehr geringem radialen und axialen Spiel kann bei beliebigem Austausch der Lager und Zubehörteile praktisch nicht durch Verfeinerung der Herstellungsgenauigkeit erzielt werden, sondern nur durch konstruktive Maßnahmen, die eine beliebige Veränderung der Lagerluft oder eine automatische Beseitigung derselben beim Zusammenbau gestatten, entweder durch Veränderung des Durchmessers der Laufbahnen oder ihrer Lage.

In einem besonderen Abschnitt wird die Tragfähigkeit und Lebensdauer der Wälzlager behandelt und werden zum erstenmal ausführliche Angaben gemacht, wie die SKF durch eine Großzahl von Versuchen die Grundlage für die Berechnung der Tragfähigkeit der verschiedenen Lager geschaffen hat. Gleichzeitig werden die Überlegungen angegeben, die zur Bestimmung des Begriffes „Lebensdauer" geführt haben. Es wird gezeigt, daß die Anzahl der ertragbaren Überrollungen eine Funktion der Belastung ist, wobei eine geringe Erhöhung der Belastung eine bedeutende Herabsetzung der Lebensdauer mit sich bringt.

Der Gestaltung der Lagerstellen ist ein großer Raum gewidmet. In systematischer Weise wird die Berechnung der Lagerdrücke aus den äußeren Kräften für alle vorkommenden Fälle dargestellt, und Angaben über den zweckmäßigen Lebensdauerfaktor werden gemacht. Wertvoll sind auch die Ausführungen über die Umrechnung axialer Belastungen oder kombinierter Belastungen in rein radiale Belastungen. An Hand zahlreicher Bilder ausgeführter Lagerungen wird dann die Bedeutung der zweckmäßigen Führung der Wellen und die Befestigung der Laufringe geschildert. Um den verschiedenartigen Betriebsverhältnissen Rechnung zu tragen, müssen die Lager so ausgewählt und so angeordnet werden, daß ihre Tragfähigkeit voll ausgenutzt werden kann. Es ist daher notwendig, die verschiedenen Möglichkeiten für die Ausbildung der Lagerstellen zu untersuchen, um in jedem Einzelfall die zweckmäßigste Anordnung zu finden. Die systematische Behandlung gerade dieser Konstruktionsaufgaben bedeutet für jeden Ingenieur, der sich mit der Verwendung von Wälzlagern zu befassen hat, ein gutes Hilfsmittel, da ihm zum erstenmal die Möglichkeit gegeben wird, die auch auf anderen Fachgebieten bewährten Konstruktionen kennenzulernen. An zahlreichen Beispielen wird die Auswahl der zweckmäßigen Passung erläutert, um dadurch dem Konstrukteur die Lösung seiner eigenen Aufgaben zu erleichtern.

Es muß aber auch auf die Betriebsverhältnisse Rücksicht genommen werden, um die errechnete Lebensdauer wirklich zu erreichen. Staub und andere schmirgelnden Bestandteile, Wasser oder schädliche Gase sind durch zweckentsprechende Abdichtungen fernzuhalten. Es werden daher an einer großen Anzahl von Bildern ausgeführter Lagerungen die praktisch bewährten Dichtungen gezeigt. Das geeignete Schmiermittel muß in der richtigen Menge vorhanden sein und am Austritt gehindert werden. Auch die konstruktiven Maßnahmen, welche nötig sind, um eine immer sichere und genügende Schmierung der Lager zu gewährleisten, sind an Hand zahlreicher Bilder für waagrechte und senkrechte Wellen erläutert. Der Verfasser zeigt ferner, wie wichtig es ist, schon beim Entwurf einer Konstruktion auf die Ein- und Ausbaumöglichkeit der Wälzlager zu achten. Fehler beim Einbau der Lager oder bei der Ausführung der Zubehörteile können durch eine Laufprüfung festgestellt werden. Als Maßstab für eine ordnungsmäßige Ausführung kann das Geräusch oder die Erwärmung des Lagers dienen.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß der weitaus größte Teil aller vorzeitigen Lagerschäden nicht auf Material- oder Herstellungsfehler zurückgeführt werden kann. Es ist daher sehr zu begrüßen, daß der Verfasser die markanten Fehler durch vorzüglich ausgewählte Bilder beschreibt und damit dem Abnehmer vor Augen führt, welche Punkte bei der Gestaltung der Lagerstellen und beim Einbau der Wälzlager besonders zu beachten sind. Darüber hinaus hat dieser Abschnitt aber noch die Bedeutung, daß es danach jetzt möglich ist, den größten Teil aller Fehler an Hand der Bilder beschädigter Lagerteile erkennen und erklären zu können.

In bezug auf die Normung der Wälzlager ist ein entscheidender Fortschritt zu erkennen, insofern als wahrscheinlich in allernächster Zeit eine internationale Einigung auch über die noch ausstehenden Reihen herbeigeführt werden wird. Die Toleranzen für die Maß- und Laufgenauigkeit können bereits als international festgelegt bezeichnet werden. Dies ist sicherlich ein großer Erfolg, da die Wälzlager als „primäre Marktware" mit den gleichen Maßen und Toleranzen in Europa und USA. fabriziert werden. Die allgemein vertretene Ansicht, daß die seit vielen Jahren gültigen Normen für Wälzlager in weitaus überwiegendem Maße zur Anwendung kommen, ist aber keineswegs richtig, wenigstens nicht für die deutschen Verhältnisse. Der Verfasser geht daher ausführlich auf die Nachteile ein, die mit der Verwendung abnormaler Lager verbunden sind.

Dem Buch sind 5 Tafeln auf 2 Faltbögen beigegeben, die für jeden Ingenieur, der mit Wälzlagern zu tun hat, von praktischem Gebrauchswert sind. Auf dem ersten Bogen sind die Hauptmaße, die Toleranzen, die Tragfähigkeitszahlen und die Berechnungsunterlagen der wichtigsten Lagerarten angegeben. Dieser Bogen enthält außerdem einen Vergleich der früheren DIN-Passungen mit den jetzt in der Einführung begriffenen ISA-Passungen und wichtige Angaben für die Auswahl einer zweckmäßigen Passung bei verschiedenen Betriebsverhältnissen und Lagerarten. Der andere Faltbogen ist als Normtafel aufgemacht und enthält diejenigen Maße, die als ISA-Norm angenommen sind. Außerdem wurden auch solche Maße aufgenommen, die für den Einbau der Wälzlager erforderlich sind, so daß mit Hilfe dieser Tafel alle Wälzlagereinbauten in ordnungsmäßiger Weise durchgeführt werden können, ohne Zuhilfenahme irgendeines Kataloges. Eine besondere Annehmlichkeit bedeuten auch die gut übersichtlichen Tafeln mit den heute üblichen Benennungen und Bezeichnungen.

Der Druck und die Ausstattung des Werkes entsprechen den Gepflogenheiten des Verlages Julius Springer. Dr. Foerster.

Leichte Dampfantriebe an Land, zur See und in der Luft. Von F. Münzinger. 112 S. Mit 202 Abb. u. 20 Zahlentafeln. Berlin: Julius Springer 1937. Preis RM 20,— (kart. RM 18,—).

Das vorliegende Werk, welches vom Verfasser als zweite, vollständig umgearbeitete Auflage von „Die Aussichten von Zwanglaufkesseln" herausgegeben wurde, gibt einen vorzüglichen Überblick über den derzeitigen Stand des Dampfkesselbaues auf dem Gebiete leichter Antriebsanlagen. Der Verfasser bringt sehr ausführlich alle neueren Entwicklungen der verschiedenen Kesselsysteme und wägt dabei sorgfältig die verschiedenen Vorteile und Nachteile der neueren Systeme mit Zwangdurchlauf gegenüber den normalen Kesselbauarten mit natürlichem Umlauf ab. Dabei dürfte es gerade auch für den Betriebsfachmann von großem Interesse sein, was hinsichtlich der Speisewasserbedingungen für die verschiedenen Bauarten gebracht wird.

Wenn der Verfasser auch zu keiner eindeutigen Stellungnahme hinsichtlich der Überlegenheit des einen oder anderen Systems gelangt, so kann man doch entnehmen, daß die Zukunft besonders leichter Ausführungen in erster Linie dem Zwanglaufkessel in der einen oder anderen Form zugesprochen wird — eine Annahme, der im Angesicht der tatsächlichen Entwicklung vielfach nicht zugestimmt werden dürfte.

Besonders wertvoll wird das vorliegende Werk durch den vom Verfasser gebrachten Vergleich des Dampfantriebes mit dem derzeitigen Stand der Explosions- und Verbrennungsmotoren, wodurch es dem Leser leicht gemacht wird, sich über die Grenzen der jeweiligen Anwendungsmöglichkeiten auf den verschiedenen Gebieten — sei es der ortsfesten Anlage, der schienengebundenen oder schienenlosen Fahrzeuge, von Schiffsanlagen oder gar von Flugzeuganlagen — an Hand der gegebenen ausführlichen Zahlentafeln und Kurven einen Überblick zu verschaffen.

Wertvoll ist auch die reichhaltige Literaturangabe, die dem Fachmann das Auffinden der ihn besonders interessierenden Quellen sehr erleichtert und gleichzeitig von der breiten Basis, welche der Verfasser seinem Werk gegeben hat, Zeugnis ablegt.

Die sehr übersichtlich gehaltene textliche Darstellung wird durch eine reiche Anzahl von Skizzen und Abbildungen in sorgfältigem und sauberstem Druck ergänzt und bietet damit nicht nur dem Kesselgestalter eine Fülle von wertvollen Anregungen. O. Jebens.

Die Schiffsexpedition. Von Dr. Werner Eggers, Kiel. Berlin: Julius Springer 1937. Preis brosch. RM 3,60.

Im großen und ganzen ist der Inhalt des Buches gut und verständlich, und zwar besonders lehrreich für Außenstehende und in der Ausbildung Begriffene des Schiffsmaklergewerbes. Aus diesem Grunde kann das Buch empfohlen werden. — Leider sind dem Verfasser einige Irrtümer unterlaufen, welche bei einer zweiten Auflage unbedingt berücksichtigt werden sollten. Er schreibt z. B., daß die Polizeibehörde die Liegeplätze für die löschenden Dampfer anweist, was nicht stimmt, weil lediglich der Hafenmeister dafür zuständig ist. Auf Seite 33 des Buches wird gesagt, daß bei einigen Raten ein Primagezuschlag auf die Nettofracht gerechnet wird, welcher später als Treurabatt wieder ausgekehrt wird. Dies ist unrichtig, denn Treurabatt und Primage haben nichts miteinander zu tun. Auf Seite 35 wird behauptet, daß bei Differenzen zwischen Ablader und Schiff bezüglich Lademenge die Ladung wieder ausgeladen werden muß, um dann die nötigen Feststellungen zu machen. Dies ist in der Praxis unmöglich und, soweit bekannt, auch noch nie vorgekommen. Auf der gleichen Seite wird gesagt, daß die Empfänger telegraphisch benachrichtigt werden müßten, wenn keine reinen Konnossemente gezeichnet sind. Bei Liniendampfern wäre das gar nicht möglich. Auf Seite 37 steht, daß der Kapitän und das Schiff verantwortlich bleiben, auch wenn im Konnossement ausdrücklich „Maß und Gewicht unbekannt" steht. Das widerspricht der Praxis; denn wenn Ladung angeliefert und nicht zugewogen oder zugemessen wird, kann der Kapitän Gewicht und Maß nicht kennen und bleibt deshalb von der Verantwortung, wenn nach Maß und Gewicht verkauft ist, frei. Es wird weiter gesagt, daß der Makler darauf zu achten hat, daß die richtigen Maße und Gewichte im Konnossement angegeben werden. Er kann dies nicht tun, wenn er Gewicht und Maß nicht kennt und keine Gelegenheit erhält, die Richtigkeit festzustellen.

Abgesehen von diesen Fehlern ist das Buch aber in seiner Gänze durchaus als Orientierungsmittel und Handbuch zu empfehlen.

Die Arbeit der Reichsbetriebsgemeinschaft Verkehr und öffentliche Betriebe. Ein Leistungsbericht. Die Reichsbetriebsgemeinschaft Verkehr und öffentliche Betriebe veranstaltete vom 26. bis 29. Oktober in Berlin eine Reichstagung für die Gebiete Verwaltung und Energie. Die Tagung fand ihren Höhepunkt in einem General-Betriebsappell für sämtliche deutschen Verwaltungsdienststellen mit einer Ansprache des Reichsfinanzministers Graf Schwerin von Krosigk sowie in einer Kundgebung in der Deutschlandhalle, auf der Reichsinnenminister Dr. Frick, Reichsorganisationsleiter Dr. Ley und Reichsbetriebsgemeinschaftsleiter Körner gesprochen haben.

Der Leiter der Reichsbetriebsgemeinschaft Verkehr und öffentliche Betriebe, Georg Körner, erstattet jetzt einen 375 Seiten umfassenden, reich bebilderten Leistungsbericht für das Jahr 1936. Dieser Bericht geht über den Rahmen eines gewöhnlichen Leistungs- bzw. Jahresberichtes hinaus. In anschaulicher Weise, von ausgezeichneten Aufnahmen, Statistiken und graphischen Darstellungen wirksam unterstützt, wird die vielfältige Arbeit dieser großen Reichsbetriebsgemeinschaft, die über 200 000 Betriebe der Energie- und Verkehrswirtschaft sowie der öffentlichen Hand mit rd. 2½ Millionen Betriebsführern und Gefolgschaftsmitgliedern umfaßt, dargestellt. Aber nicht nur die von den einzelnen Abteilungen und Reichsfachgruppen geleistete Arbeit und die erzielten Erfolge werden aufgezeigt, sondern es werden die sozial- und wirtschaftspolitischen Lage in der Energie- und Verkehrswirtschaft sowie die Sozialverhältnisse in den öffentlichen Betrieben und Verwaltungsstellen instruktiv geschildert. In dem Vorwort betont der Reichsbetriebsgemeinschaftsleiter, daß der vorliegende Bericht Zeugnis davon ablegen soll, was die Partei bzw. die Deutsche Arbeitsfront in ihrem Kampf für das deutsche Volk und den nationalen Sozialismus geleistet haben.

Die Reichsbetriebsgemeinschaft 10 ist ein Rad in dem großen organisatorischen Betrieb des Deutschen Reiches. Sie ist nicht Mechanismus, sondern darüber hinaus lebendige Kampftruppe der Partei, um die Ziele des Führers durchzuführen. Der vorliegende Jahresbericht mit seiner Fülle von Anregungen und Aufzeichnungen der sozialen und wirtschaftlichen Lage im Sektor „Energie — Verkehr — Verwaltung" wird zweifellos ein starkes Interesse aller verantwortlich tätigen Volksgenossen finden und wichtige Fingerzeige für ihre Arbeit geben. Dr. F.

Neuzeitliche Kampfschiffe. VDI-Sonderheft. DIN A 4, 37 Seiten. Mit 63 Abb. Berlin: VDI-Verlag GMBH. Broschiert RM 3,75 (VDI-Mitglieder RM 3,40).

In dem Heft sind fünf ausführliche Aufsätze zusammengefaßt, die in den Jahren 1936 und 1937 in der VDI-Zeitschrift erschienen und über die Entwicklung einiger wichtiger Kampfschifftypen nach dem Weltkrieg berichten. Die Aufsätze wenden sich weniger an den Kriegsschiffbauer und Offizier als an den, der entweder einen allgemeinen Überblick wünscht oder mittelbar interessiert ist, weil er mit einer der überaus zahlreichen Hilfs- und Nebenindustrien zu tun hat, deren Erzeugnisse das Werk des eigentlichen Schiffbauers erst zum betriebsklaren Ganzen abrundet. Gerade für den interessierten Nichtschiffbauer kommt diesen Veröffentlichungen eine besondere Bedeutung zu, weil sie erstmals im deutschen technischen Fachschrifttum in zusammenfassender Weise die Richtlinien erkennen lassen, die die Erfahrungen des Weltkrieges dem neuzeitlichen Kriegsschiffbau gebracht haben. Sie werden ergänzt durch eine anschauliche Übersicht über die Auswirkungen der Abkommen von Washington und London zur Beschränkung der Seerüstungen auf die Größe und die konstruktive Durchbildung der Kriegsschiffe.

Das Heft enthält z. T. umfangreiche Zahlentafeln, in denen die wichtigsten Abmessungen und Angaben (z. B. Geschwindigkeit, Maschinenleistung, Artillerieordnung, Panzerung usw.) zusammengestellt sind. Den Schluß bildet eine Schrifttumsübersicht mit zahlreichen Hinweisen, die tieferes Eindringen in den behandelten Stoff ermöglicht und erleichtert.

Neuerscheinungen.

VDI-Wassertafeln. Herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure und bearbeitet von Dr.-Ing. We. Koch, Berlin. Berlin: Julius Springer 1937. 64 S. 1 Tafel. Preis RM 7,50.

Tag- und Nachtsignale für Wasserfahrzeuge. Von Hugo Krönert Kiel: Walter G. Mühlau (1937) 64 S. Preis RM 2,—.

DIN-Normblatt-Verzeichnis 1937. Herausgegeben vom Deutschen Normenausschuß Berlin NW 7. Berlin: Beuth-Verlag G. m. b. H. Preis RM 4,—.

Handel und Schiffahrt des Hafens Hamburg im Jahre 1936. Herausgegeben vom Handelsstatistischen Amt, Hamburg 36.

Verschiedene Nachrichten.

Stapellauf des dritten Segelschulschiffes der Kriegsmarine.

Am 30. Oktober, 14 Uhr, lief bei der Schiffswerft von Blohm & Voss, Hamburg, das dritte Segelschulschiff der Kriegsmarine vom Stapel, welches den Namen „Leo Schlageter" erhielt. Der Oberbefehlshaber der Kriegsmarine, Generaladmiral Dr. h. c. Raeder, war persönlich anwesend. Die Taufrede hielt der Inspekteur des Bildungswesens der Kriegsmarine, der auf die Schwesterschulschiffe „Horst Wessel" und „Gorch Fock" hinwies und die Beziehungen der heldenhaften deutschen Traditionen des Krieges und der Nachkriesgzeit zu diesen Namen hervorhob.

Nachstehend seien die von der Bauwerft stammenden Abmessungen des Schiffes und weitere Angaben zusammengestellt:

Größte Länge mit Bugspriet	etwa 90 m
Größte Länge des Schiffsrumpfes	81 m
Größte Breite des Schiffsrumpfes	12 m
Tiefgang	5 m
Wasserverdrängung	etwa 1750 t
Takelung	Dreimastbark
Größte Segelfläche	etwa 2000 qm
Höhe der Masten über der Wasserlinie	etwa 45 m
Leistung des von der M.A.N. gebauten Motors	750 PS

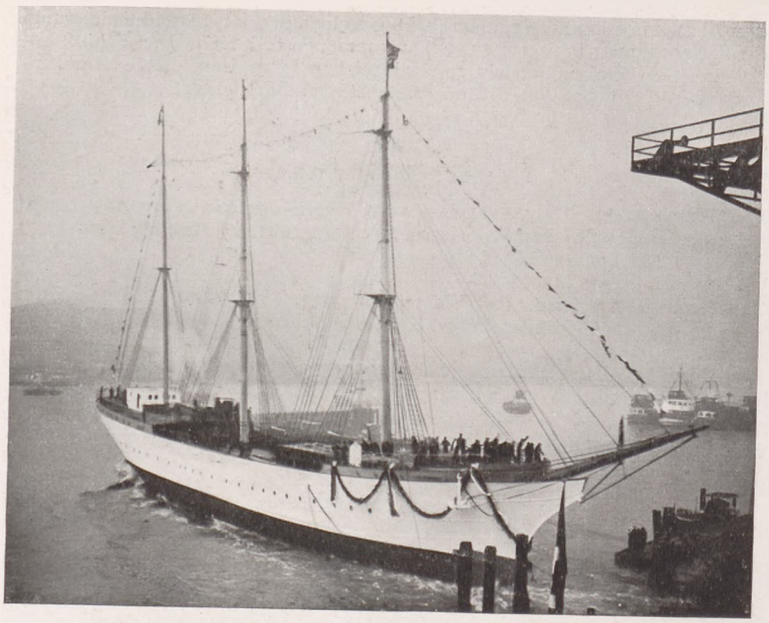
Die Umdrehungszahl des Motors wird durch ein von Blohm & Voß gebautes Untersetzungs-Zahnradgetriebe herabgesetzt.

Schiffsgeschwindigkeit, nur mit Motor fahrend	10 kn

„Leo Schlageter."

Das Schiff soll wie das gleich große Schwesterschiff „Horst Wessel" und wie das etwas kleinere Schulschiff „Gorch Fock" der seemännischen Ausbildung des Nachwuchses der Kriegsmarine dienen und ist hauptsächlich für Fahrten in den heimischen Gewässern bestimmt. Etwa 200 Anwärter für die verschiedenen Laufbahnen der Marine können mittschiffs in zwei großen Räumen auf dem Zwischendeck untergebracht werden. Sie schlafen in Hängematten; tagsüber sind klappbare Tische und Lehnbänke in den Räumen aufgestellt. Außer den Anwärtern ist eine ständige Besatzung von 9 Offizieren, 13 Oberfeldwebeln, 26 Unteroffizieren und etwa 30 Mann an Bord. Die Wohnräume der Offiziere und Oberfeldwebel liegen im Hinterschiff, die der Unteroffiziere und Mannschaften vorn. Im Unterschiff sind die Vorratsräume sowie der Maschinenraum untergebracht.

Das Schiff ist als Dreimastbark getakelt, d.h. es führt Rahen an dem vorderen und mittleren Mast und Schonersegel am hinteren Mast. Der Rumpf ist durch wasserdichte Schotte so unterteilt, daß das Schiff schwimmfähig bleibt, wenn eine beliebige Abteilung voll Wasser läuft; an den Schiffsenden können zwei Abteilungen ohne Gefahr für das Schiff vollaufen. Auch in anderer Hinsicht sind beim Bau des Schiffes, neben den Vorschriften der Kriegsmarine, die für Fahrgastschiffe maßgebenden Vorschriften berücksichtigt. Der Stahlschiffskörper wird unter der Aufsicht des Germanischen Lloyd gebaut.



Segelschulschiff „Leo Schlageter" nach dem Ablauf von den Nordhelgen bei Blohm & Voß, Hamburg.

Das Schiff wird in allen Räumen elektrisch beleuchtet; für die Heizung ist eine Warmwasserheizungsanlage vorgesehen. Auf gute Lüftung aller Schiffsräume ist besonderer Wert gelegt; sämtliche Wohn- und Vorratsräume sowie der Maschinenraum werden durch Lüftungsmaschinen, die frische Luft in ein Kanalnetz fördern, künstlich gelüftet.

Die Deckshilfsmaschinen, wie Ankerspill, Verholspille, Steuermaschine werden dem Zweck des Schiffes entsprechend von Hand betätigt. Der von drei Dieseldynamos bei Tage und von einer Akkumulatorenbatterie während der Nacht gelieferte elektrische Strom dient zur Speisung des Lichtnetzes, zur Heizung des Küchenherdes, der Kochtöpfe, des Backofens, der Heißwasserapparate sowie zum Betrieb der Lüftungsmaschinen.

An Booten sind vorgesehen: eine Motorjolle, drei Kutter sowie eine dem Segelsport dienende Scharpiejolle.

Das Schiff erhält Funkentelegraphie, Echolotanlage, Windmeßanlage, Signalscheinwerfer und Sirenen mit Druckluftbetätigung.

Der Neubau führt die Baunummer 515 und ist das 34. von der Werft von Blohm & Voß gebaute Segelschiff. Der Kiel des Schiffes wurde am 15. Juli 1937 gelegt; die Ablieferung wird Mitte Februar 1938 erfolgen.

Probefahrt.

Der von der Schiffbau Gesellschaft Unterweser A.-G., Wesermünde, für die Reederei Hans Kunkel, Wesermünde, erbaute Hochseefischdampfer „Mosel" machte gestern seine Abnahmeprobefahrt.

Das Schiff, welches nach der Maierform erbaut ist, hat eine Länge von 54,00 m, eine Breite von 8,10 m und eine Seitenhöhe von 4,90 m.

Zum Antrieb dient eine Dreifach-Expansions-Heißdampfmaschine in Verbindung mit einer Abdampfturbine von ca. 950 I-Si Gesamtleistung.

Der für die moderne Beleuchtungsanlage erforderliche Strom wird durch zwei Lichtmaschinen erzeugt, von denen jeweils nur eine in Betrieb ist.

Das Schiff ist mit allen modernen Einrichtungen, wie Stromlinienruder, F.T.- und Telefoniesende-Anlage, Funkpeiler, Echolot-Anlage usw. ausgerüstet. Geräumige und freundliche Wohnräume sowie besondere Bade- und Waschräume sind für die Besatzung vorgesehen.

Lloyd's Register of Shipping.

Schiffbau-Bericht für das III. Vierteljahr 1937.

Die von Lloyd's Register of Shipping zusammengestellten Berichte umfassen nur tatsächlich im Bau befindliche Schiffe von 100 Br.-Reg.-T. und darüber. Aus dem vorliegenden Bericht geht hervor, daß sich am Ende September 1937, 788 Handelsschiffe mit 2 902 345 Br.-Reg.-T. in der Welt[1] im Bau befanden. Die Einzelheiten dieser Schiffe sind wie folgt:

Tabelle I.
In der Welt im Bau befindliche Handelsschiffe.

Bauländer	Dampfschiffe		Motorschiffe		Segelschiffe u. Leichter		Insgesamt	
	Anzahl	Br.-Reg.-T.	Anzahl	Br.-Reg.-T.	Anzahl	Br.-Reg.-T.	Anzahl	Br.-Reg.-T.
Argentinien	—	—	1	2 550	—	—	1	2 550
Belgien	1	300	19	35 190	—	—	20	35 490
Britische Dominions	7	9 415	8	22 090	2	1 464	17	32 969
Dänemark	2	8 600	18	94 850	—	—	20	103 450
Danzig	5	20 190	5	20 738	—	—	10	40 928
Deutschland	44	75 647	74	307 821	—	—	118	383 468
Estland	—	—	3	625	—	—	3	625
Finnland	—	—	3	9 680	—	—	3	9 680
Frankreich	3	36 800	7	33 484	—	—	10	70 284
Gr.-Britann. u. Irland	174	702 025	89	478 650	20	3 960	283	1 184 635
Holland	6	37 150	74	187 576	—	—	80	224 726
Italien	—	—	9	83 150	—	—	9	83 150
Japan	51	150 120	37	183 810	1	600	89	334 530
Jugoslawien	2	940	—	—	—	—	2	940
Norwegen	17	24 057	7	13 345	—	—	24	37 402
Österreich	—	—	1	400	2	1 800	3	2 200
Rußland [1]	—	—	—	—	—	—	—	—
Schweden	—	—	27	114 020	—	—	27	114 020
Spanien [2]	1	1 050	3	20 220	—	—	4	21 270
Türkei	1	150	—	—	—	—	1	150
Ungarn	—	—	4	2 350	3	1 500	7	3 850
Ver. Staat. v. Amerika	27	169 904	20	39 173	10	6 951	57	216 028
Insgesamt	341	1 236 348	409	1 649 722	38	16 275	788	2 902 345

[1] Ausschließlich Rußland. [2] Keine Aufstellungen erhalten.

Tab. 2. Größe der im Bau befindlichen Dampf- und Motorschiffe.

Bauländer	Unter 2000 ts		2000 bis 3999 ts		4000 bis 5999 ts		6000 bis 7999 ts		8000 bis 9999 ts		10 000 bis 14 999 ts		15 000 bis 19999 ts		20 000 bis 24999 ts		25 000 bis 29 999 ts		30 000 bis 39 999 ts		40 000 ts und darüber		Insgesamt
	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	
Argentinien	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
Belgien	1	12	—	3	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	20
Britische Dominions	5	6	2	—	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	15
Dänemark	1	2	—	5	—	4	1	1	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	20
Danzig	2	1	—	2	1	—	1	2	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
Deutschland	30	43	9	2	4	8	—	4	—	3	1	10	—	2	—	2	—	—	—	—	—	—	118
Estland	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
Finnland	—	1	—	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
Frankreich	—	1	2	—	—	4	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	—	—	10
Gr.-Britann. u. Irland	80	31	16	3	51	21	17	7	4	14	—	9	1	2	2	—	1	2	1	—	1	—	263
Holland	4	48	1	8	—	4	—	6	—	4	—	3	—	1	—	—	—	—	1	—	—	—	80
Italien	—	—	—	3	—	—	—	2	—	1	—	2	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	9
Japan	23	15	10	—	13	1	5	15	—	—	—	5	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	88
Jugoslawien	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Norwegen	14	4	3	1	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	24
Schweden	—	7	—	7	—	6	—	3	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	27
Spanien [3]	1	—	—	1	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4
Ver. Staat. v. Amerika	2	17	5	—	1	—	9	—	9	2	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	47
Andere Länder	1	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	6
Insgesamt	166	196	48	37	70	55	33	42	14	36	2	32	1	6	2	2	1	3	3	—	1	—	750

[3] Vollständige Angaben fehlen.

Für den gesamten redaktionellen Teil verantwortlich: Dr.-Ing. E. Foerster, Hamburg; für den Handelsschiff-Normen-Teil: Ing. H. Niltopp, Berlin.
Verlag von Julius Springer, Berlin W 9. Druck von Julius Beltz in Langensalza.